



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁVRH TĚHLICE PŘEDNÍHO KOLA VOZIDLA FORMULE
STUDENT**

DESIGN OF FORMULA STUDENT CAR WHEEL CARRIERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Martin Chlud

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Ramík

BRNO 2019

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Martin Chlud**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Návrh těhlice předního kola vozidla Formule Student

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Důležitou součástí zavěšení kol vozidel je nosič kola nazývaný také těhlice. Zvláště u formulových vozů je snahou navrhnout tento díl tak, aby vykazoval dostatečnou tuhost a životnost při nízké hmotnosti. K tomuto cíli výrazně přispívá použití počítačových simulací a v poslední době taktéž využití topologické optimalizace. Náplní práce je návrh těhlice předního kola nové generace vozidla Formule Student splňující požadavky na tento díl.

Cíle diplomové práce:

Provést rešerši konstrukčního provedení těhlic motorových vozidel se zaměřením na formulové vozy, zejména vozy Formule Student.

Provést konstrukční těhlice předního kola nové generace vozidla Formule Student.

Vybrat vhodné zátěžné stavy pro strukturální analýzu napjatosti těhlice při stacionárních zátěžných stavech.

Sestavit simulační model pro analýzu napjatosti a deformace těhlice. Zvážit možnost využití topologické optimalizace.

Na základě výsledků simulační analýzy případně upravit konstrukci těhlice s cílem dosáhnout zlepšení jejich vlastností. V případě potřeby tento postup opakovat.

Zhodnotit navrženou těhlici z hlediska konstrukčních požadavků a vyrobitelnosti dílu, případně navrhnout postup pro další možná zlepšení.

Seznam doporučené literatury:

GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se bude zabývat návrhem a konstrukcí přední těhlice závodního vozidla kategorie Formule Student. Při návrhu bude využito topologické optimalizace a MKP analýzy jízdních stavů při zatížení jak od kola vozidla, tak od prvků přední nápravy. Cílem práce je navrhnout těhlici s vyšší tuhostí a minimálním rozdílem hmotnosti oproti ložiskému modelu. Závěrem bude těhlice porovnána s minulými návrhy jak z hlediska bezpečnosti, tak hmotnosti a ceny.

KLÍČOVÁ SLOVA

Těhlice, TU Brno Racing, Formule Student, MKP, Topologická optimalizace, Dragon 9

ABSTRACT

Master's thesis focused on design and construction of front uprights for Formula Student racing car. Topology optimization and FEM analysis will be used to design the uprights with higher stiffness and minimal weight difference compared to the last model. In the FEM analysis loads will be applied from wheel side and from suspension side. Design of the upright then will be compared to the previous designs especially to safety factor, weight and cost.

KEYWORDS

Upright, TU Brno Racing, Formula Student, FEM, Topology optimization, Dragon 9

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

CHLUD, M. *Simulační model napjatosti přední těhlice vozidla*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 77 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 22. května 2019

.....

Bc. Martin Chlud

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval všem lidem, kteří mi pomáhali a podporovali mě po celou dobu studia. Velký dík patří celé mé rodině, která při mně stála a na kterou jsem se mohl vždy spolehnout. Také bych rád poděkoval své přítelkyni za to, že pro mě byla po celou dobu oporou a držela mi palce u každé zkoušky.

Nesmím zapomenout ani na vedoucího své práce, pana Ing. Pavla Ramíka, na kterého jsem se mohl kdykoliv obrátit a bez jehož vedení, obětavosti a ochoty by tato práce nevznikla.

Na závěr můj velký dík patří všem lidem z týmu TU Brno Racing. Díky nim jsem měl možnost pracovat na úžasných projektech, účastnit se závodů po celé Evropě a zažívat pocit vítězství s každou další trofejí.

OBSAH

Úvod	9
1 Soutěž Formule Student	10
1.1 Kategorie vozů	11
1.2 Disciplíny	11
1.3 Tým TU Brno Racing	15
2 Těhlice pro vozy Formule Student	16
2.1 Těhlice svařované	17
2.2 Těhlice frézované	17
2.3 Těhlice vyrobené pomocí 3D tisku	18
2.4 Těhlice odlévané	19
2.5 Kompozitové těhlice	19
3 Těhlice TU Brno Racing	20
3.1 Uložení	20
3.2 Zachované komponenty	20
3.3 Nové komponenty	21
4 Určení zátěžných stavů	23
4.1 Průjezd zatáčkou	24
4.2 Prudké brždění	26
4.3 Kombinace zatočení a brzd	28
4.4 Přejezd přes nerovnost	30
4.5 Brždění v opačném směru	31
4.6 Slalom	33
4.7 Únavové namáhání	33
5 Zatížení v programu ADAMS	34
6 Model pro MKP analýzu	36
6.1 Topologická optimalizace	37
6.2 Návrh sestavy těhlice pro Dragon 9	45
7 MKP analýza	51
7.1 MKP analýza se zatížením od kola	53
7.2 MKP analýza se zatížením od prvků nápravy	61
7.3 Porovnání obou metod	70
8 Výsledky simulací a zhodnocení návrhu	71
Závěr	73
Použité informační zdroje	75
Seznam použitých zkratk a symbolů	76

ÚVOD

Formula Student je mezinárodní konstrukční soutěž určená pro studenty technických univerzit z celého světa. Ti mají za úkol během roku navrhnout a postavit závodní vozidlo formulového typu, se kterým se poté účastní závodů po celém světě. Celá konstrukce musí splňovat přísná pravidla, která jsou zaměřena především na bezpečnost, neboť piloti závodního monopostu jsou sami také studenti.

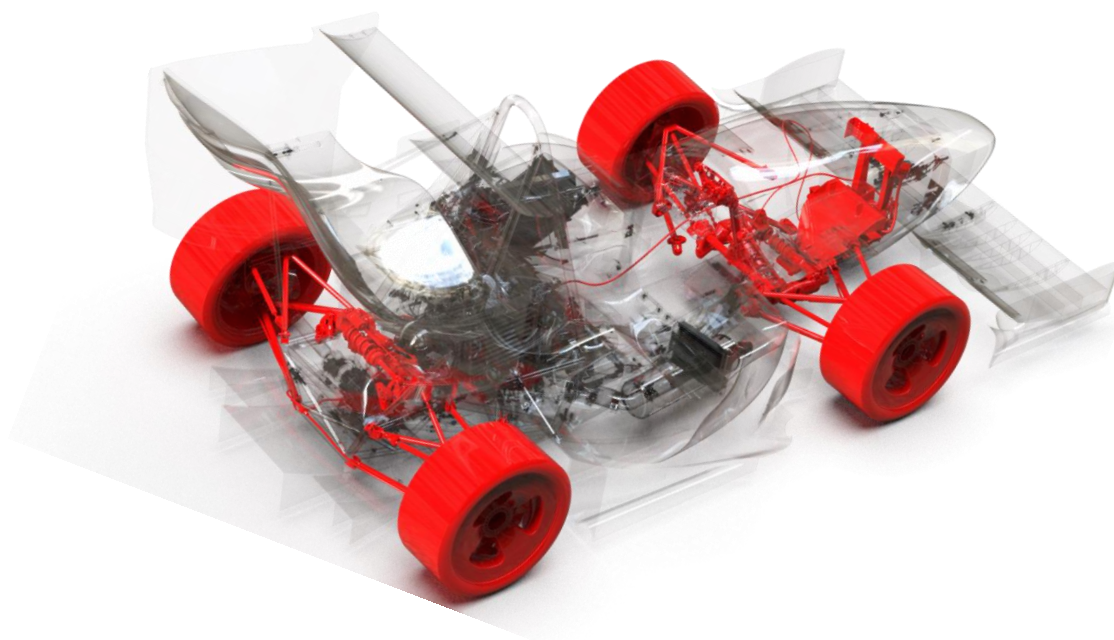
Tým TU Brno Racing z Fakulty strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně od svého vzniku roku 2010 staví již devátou generaci formule s názvem Dragon 9. Jako člen sekce Suspension působím v týmu již druhým rokem. V této sekci se zabýváme vším, co souvisí s podvozkem vozidla od simulací až po návrh komponent.

Ve své diplomové práci se zabývám konstrukčním návrhem předních těhlic na poslední generaci závodního monopostu s označením Dragon 9. Cílem práce je během návrhu komponenty porovnat dva způsoby zatěžování v simulacích. Jedním je tradiční způsob zatěžování silou od kola vozidla a druhým je zatížení od prvků nápravy. Dále si kladu za cíle zjednodušení výroby oproti ložské těhlici, další snižování hmotnosti a zvýšení tuhosti celé sestavy uložení kola.

V první části práce je zmíněna soutěž Formule Student a stručně popsán tým TU Brno Racing.

Dále budou popsány jednotlivé zátěžné stavy a budu se věnovat i topologické optimalizaci, ze které při návrhu vycházím. V další části se budu věnovat samotnému návrhu těhlice a její MKP analýze.

V závěrečné části budu porovnávat jak oba způsoby zatěžování, tak i svůj návrh těhlice s tištěnou a frézovanou variantou z monopostu Dragon 8.



Obr. 1 Vizualizace komponent podvozku vozu Dragon 9

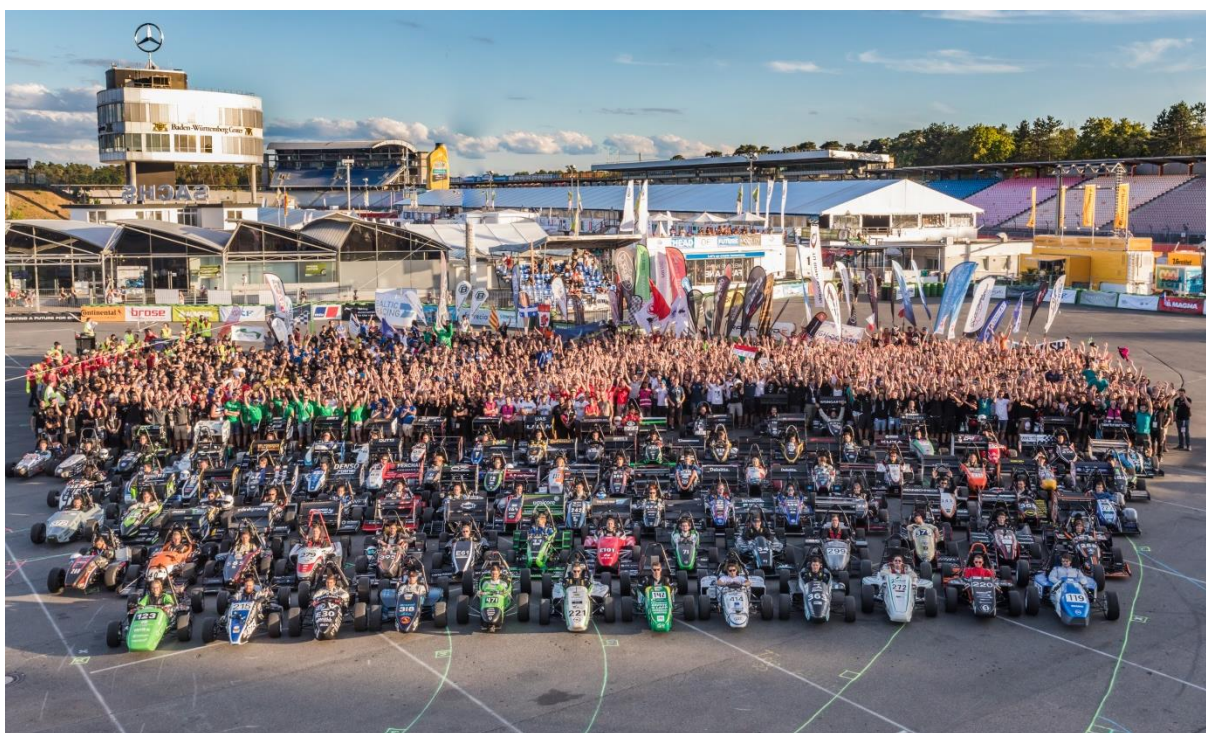
1 SOUTĚŽ FORMULE STUDENT

Počátky projektu Formule Student lze vysledovat už od roku 1981, kdy se ve Spojených státech amerických konal první oficiální závod pod záštitou SAE (Society of Automotive Engineers). Od té doby se soutěž rozšířila do celého světa a v současnosti se každý rok koná přes 20 závodů, kde mezi sebou studentské týmy soutěží ve statických i dynamických disciplínách.

Soutěž vznikla s účelem připravit budoucí inženýry na technickou praxi, neboť velké firmy jako např. tzv. „Velká americká trojka“ (Ford, Chrysler, General Motors) nebyly spokojeny s úrovní znalostí tehdejších absolventů.

Cílem projektu je postavit jednomístné závodní vozidlo formulového typu s potenciálem sériové výroby. Vozidlo přitom musí splňovat množství přísných pravidel zaměřených zejména na bezpečnost jak pilota, tak okolí.

Celý tým, včetně vedení či pilotů, je složen výhradně ze studentů vysokých škol, kteří stojí jak za návrhem auta, tak za výrobou většiny komponent. Nejedná se v žádném případě o levný projekt, a proto si studenti sami shánějí sponzorské firmy, které jsou ochotné je v jejich snažení podpořit jak materiálně, tak finančně. Ty tak činí s vidinou budoucích potenciálních zaměstnanců se zkušenostmi z praxe.



Obr. 2 Závod Formula Student Germany [1]

1.1 KATEGORIE VOZŮ

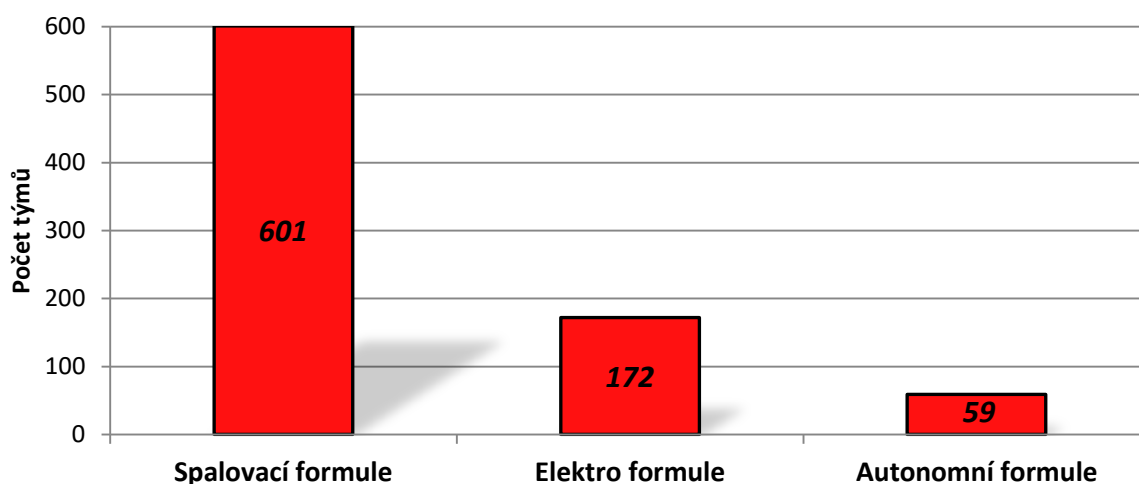
Týmy mají na výběr ze tří kategorií vozů: se spalovacím motorem, s elektrickým pohonem a od roku 2017 i kategorii Driverless – tedy autonomní vozidlo. Každé vozidlo musí splňovat kromě obecných i svá specifická pravidla a liší se i některé disciplíny, kterých se na závodech účastní.

Vozidla se spalovacím motorem používají jako hnací agregát 4-dobý zážehový motor o maximálním objemu 710cm^3 , přičemž počet válců není nijak omezen. Na výběr je ze dvou paliv: Natural 98 a E85. Tato vozidla mají většinou poháněnou pouze zadní nápravu.

Naproti tomu vozidla s elektrickým pohonem mohou využít jeden až 4 motory (každý pro jedno kolo) v závislosti na konceptu. Díky absenci převodovky, okamžitému točivému momentu a pohonu všech kol tak mají elektrická vozidla potenciál vyššího zrychlení a lepší ovladatelnosti.

Třetí kategorií jsou vozidla s autonomním řízením, tedy vozidla, které se po dráze pohybují samy bez přítomnosti pilota. Vzhledem k tomu, že jde o mladou kategorii, týmy používají své staré monoposty a přestavují je na autonomní řízení. Není zde omezení na pohonné ústrojí, proto může jít jak o spalovací, tak elektrický motor. Vozidlo však musí splňovat všechny bezpečnostní pravidla týkající se řidiče, který také vozidlo ovládá mimo závodní plochu.

S rozmachem autonomie v automobilovém průmyslu drží krok i Formule Student a kategorie Driverless bude v následujících letech zrušena a prvky autonomního řízení se přesunou do zbylých dvou kategorií. Od roku 2021 by se měla v autonomním režimu konat disciplína Akceleraace a od roku 2022 Skid-Pad.



Obr. 3 Zastoupení jednotlivých kategorií vozů

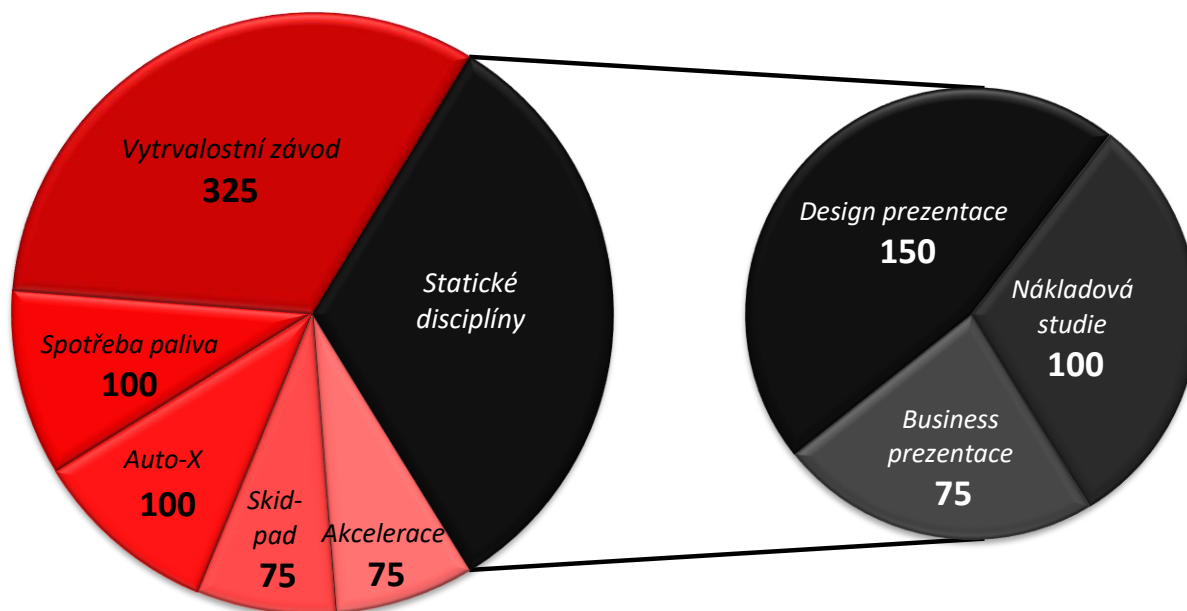
1.2 DISCIPLÍNY

Jak je vidět, závodů se účastní velmi rozdílné vozy a proto má každá kategorie své vlastní hodnocení. Vždy je však možno ze všech disciplín získat až 1000 bodů. Ty jsou rozděleny mezi disciplíny statické a dynamické.

Během statických disciplín je tým i vůz hodnocen odborníky nejen z automobilového průmyslu. Jsou ověřovány inženýrské znalosti při návrhu vozu, výrobní proces veškerých dílů

s ohledem na jejich cenu a tým také vystupuje v roli fiktivního prodejce svého vozu a snaží se oslovit potenciální investory z řad porotců.

Následné dynamické disciplíny ověří výkonnost a spolehlivost vozu na trati. A to nejen během sprintu, ale i v zatáčkách a během vytrvalostního závodu. Celkem je během jednoho závodu absolvováno 5 dynamických a 3 statické disciplíny, jejichž bodové hodnocení je vidět na grafu níže.



Obr. 4 Bodové ohodnocení jednotlivých disciplín

1.2.1 DESIGN PREZENTACE

Nejvíce ohodnocená statická disciplína je Design prezentace, kde zástupci jednotlivých sekcí týmu diskutují s porotci z řad odborníků, převážně z automobilového průmyslu. Úkolem je předvést jakým způsobem studenti postupovali během návrhu vozidla a co bylo jejich cílem. Hodnotí se celková znalost vozidla a úroveň inženýrských znalostí, kterou studenti dokazují odpověďmi na otázky porotců.

1.2.2 BUSINESS PREZENTACE

Při Business prezentaci dva členové týmu vystupují jako zástupci fiktivní firmy a snaží se přesvědčit potenciální investory z řad odborných porotců pro svůj obchodní plán uvedení vozidla na trh. Hodnotí se jak prezentační dovednosti, tak porozumění finanční stránce modelu.

1.2.3 NÁKLADOVÁ STUDIE

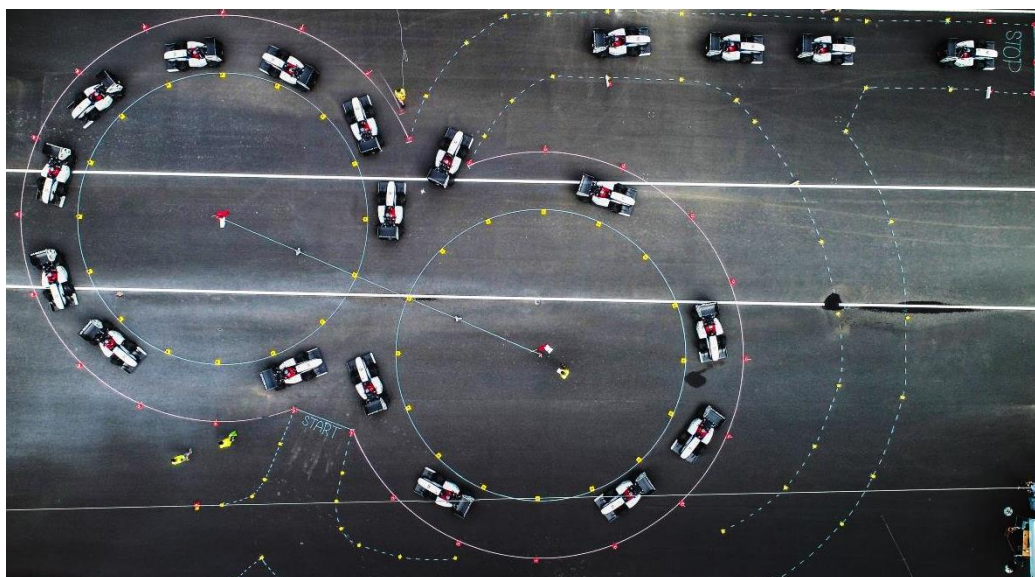
Nákladová studie spočívá v přesném vyčíslení ceny za veškeré součástky na voze včetně výrobních procesů. Ceny jsou dány fixně pro všechny týmy a hodnotí se jak kvalita připravených dokumentů, které mohou mít i několik set stran, tak znalost a reálnost kusovníku.

1.2.4 AKCELERACE

První dynamickou disciplínou bývá akcelerace. Jde o sprint na 75 metrů s pevným startem, kde se hodnotí výsledný čas. Velkou roli zde hraje nastavení vozidla, jeho vyvážení a poměr hmotnosti a výkonu. Tým se snaží nastavit co nejmenší aerodynamický a valivý odpor a naopak zvýšit přesun zatížení na zadní nápravu a minimalizovat tak prokluz kol. Největší vliv na výsledný čas má počáteční zrychlení hned po startu, proto mají výhodu týmy, kterým se povede vyvinout např. systém kontroly trakce nebo DRS (Drag Reduction System).

1.2.5 SKIDPAD

Definicí je zkouška ustáleného stavu zatáčení. Při této disciplíně vůz krouží po malé trati ve tvaru osmičky nejprve dvakrát do zatáčky vlevo a poté dvakrát vpravo. Pro nejlepší čas je nutné precizní řízení a ustálená jízda na hranici možností vozu i pneumatik. Pro tuto disciplínu se opět mění nastavení vozu, zejména geometrie kol a nastavení tlumičů.



Obr. 5 Disciplína Skidpad z ptačí perspektivy

1.2.6 AUTOCROSS

Jedná se o technickou trať dlouhou zhruba jeden kilometr s pevným startem. Každý ze dvou nasazených jezdců má dva pokusy, avšak trať si může dopředu pouze projít pěšky. Velkou roli hraje faktor zahřátí pneumatik, které jsou na teplotu velmi citlivé. Proto týmy volí agresivní nastavení vozu za účelem jejich rychlého zahřátí během prvního kola. Nejlepší čas poté určí jak počet bodů z disciplíny, tak pořadí v jakém budou týmy startovat do vytrvalostního závodu.

1.2.7 VYTRVALOSTNÍ ZÁVOD

Z grafu výše je zřejmé, že vytrvalostní závod je nejdůležitější disciplínou, neboť se při ní dá získat až 325 bodů. Cílem disciplíny je odjet celkem 22 km na trati podobné trati Autocrossu. Podmínkou je také střídání řidičů v půlce závodu. Ti mají na výměnu přesně 3 minuty, které se nezapočítávají do celkového času. Během tohoto času je také vůz pod dohledem traťových maršálů, kteří kontrolují, zda je vůz bezpečný pro další jízdu, či zda z něj nevytéká žádná kapalina. V případě, že neshledají vůz způsobit k jízdě, je okamžitě vyřazen ze závodu a tým neobdrží žádné body z této disciplíny.

Tato disciplína tedy velkou měrou rozhoduje o úspěchu týmu a je proto nutné během testování najezdit co nejvíce kilometrů a co nejvíce snížit poruchovost. S vozem Dragon 9 se budeme snažit navázat na předchozí úspěchy vozů Dragon 7 a 8, které úspěšně dokončily všechny vytrvalostní závody v sezóně.

Vůz je do vytrvalostního závodu opět nastaven odlišně než na předchozí disciplíny. Aby byl rychlý po celou dobu trvání závodu, je nutné předejít přehřátí pneumatik. Proto se volí méně agresivní nastavení geometrie a tlumičů s ohledem na jejich trvanlivost.



Obr. 6 Dragon 8 úspěšně dokončuje Vytrvalostní závod na FSG

1.2.8 SPOTŘEBA PALIVA

Poslední disciplínou na soutěži je měření spotřeby paliva během vytrvalostního závodu. Na jeho začátku a konci je změřeno množství natankovaného paliva, rozdíl je poté dosazen do pravidly daného vzorce a z něj vypočteno výsledné hodnocení. Není radno tuto disciplínu podcenit, neboť je hodnocena stejně jako Autocross. Proto jí musí být uzpůsobeno nastavení motoru, aby pracoval s co nejmenším množstvím paliva.

1.3 TÝM TU BRNO RACING

Tým od svého založení v roce 2010 staví každoročně jedno závodní vozidlo, se kterým se účastní závodů po celé Evropě. Během osmi let se týmu podařilo vyhrát množství cenných trofejí a v současnosti se nachází mezi 10 nejlepšími ve světovém žebříčku. V týmu působí každý rok asi 40 členů, rozdělených do 7 sekcí: Motor, Rám, Podvozek, Elektronika, Aerodynamika, Business a Jízdní dynamika. Studenti pocházejí ze všech fakult Vysokého učení technického, avšak nejvíce z řad Fakulty strojního inženýrství, kde se nachází i týmové zázemí.

Tým si klade za cíl neustále se zlepšovat a s tím se pojí i následující velké koncepční změny.

Od prvopočátku se jako pohonná jednotka používá lehký jednoválcový motor. S pátou generací vozu se přešlo na jeho přeplňování pomocí turbodmychadla vlastního návrhu. Tak vznikl unikátní koncept, který dosahuje podobného výkonu jako čtyřválcové agregáty o stejném objemu, avšak s daleko nižší hmotností.

Další velkou změnou bylo u 7. generace zavedení hybridního rámu jako nosné konstrukce. Skládá se z karbonového monokoku v přední části a trubkového rámu v zadní části. Toto řešení téměř zdvojnásobilo torzní tuhost při zachování stejné hmotnosti rámu. Navíc umožnilo snadnější montáž veškerého příslušenství v přední části vozu.

V posledních letech se tým zaměřil na využití maximálního potenciálu aeropaketu vozu. S tím se pojí i změna uložení tlumičů u vozu Dragon 8, kdy se přidáním třetího tlumiče na nápravu zvýšila tuhost vozu ve vertikálním směru a tím i kontrola jízdní výšky. Tímto směrem se ubíral i vývoj vozu Dragon 9, kde jsme aplikací konceptu roll-heave uložení tlumičů oddělili tlumiče pro klonění a klopení a odlehčili tak tří tlumičový koncept o nezanedbatelných 2,8 kg při zachování stejných vlastností.

Základní technické parametry všech generací vozu jsou uvedeny v tab. 1.

Tab. 1 Technické parametry všech generací vozů

Dragon	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Hmotnost [kg]	212	200	226	195,5	195	174	184	190	180
Rám	Prostorový rám z ocelových trubek						Hybridní rám		
Pohonná jednotka	Husaberg FE 570 atmosférický				Husqvarna FE 501 přeplňovaný turbodmychadlem				
Pneumatiky	Hoosier 20.5 x 6.0 - 13 R25B			Hoosier 20.5 x 7.0 - 13 R25B		Continental			
						C16	C17	C18	C19
Odpružení	1 tlumič / kolo							3 tlumiče/ náprava	Roll - Heave koncept
Aeropaket	NE			ANO					

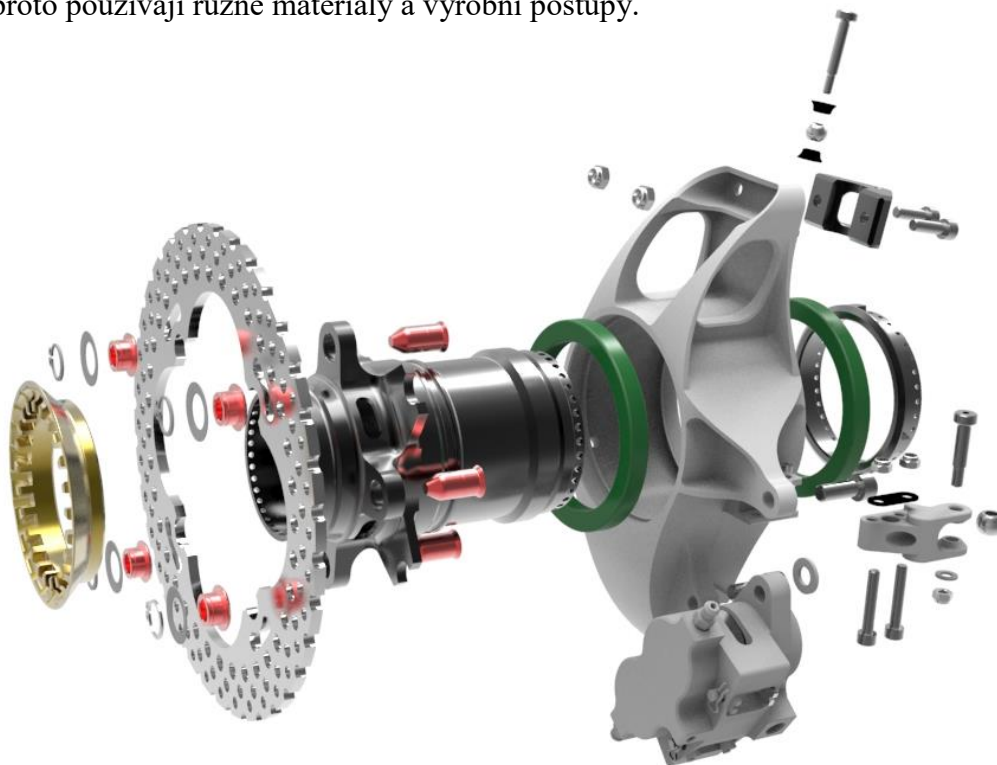
2 TĚHLICE PRO VOZY FORMULE STUDENT

Úkolem těhlic je přenášet zatížení od vozovky přes kola a náboj do prvků zavěšení. Jde tak o jednu z nejdůležitějších komponent na vozidle.

Samotných těhlic se netýká žádné z oficiálních pravidel. Na závodech se na ně však zaměřují komisaři a ti mají právo vozidlo diskvalifikovat, pokud by uznali návrh nebo provedení jako rizikové pro bezpečnou jízdu.

Limitujícím faktorem při návrhu těhlice je prostor v ráfku kola a kinematické body, které navrhne sekce Jízdní dynamiky. Teprve poté, co jsou tyto body určeny, tým přistupuje k návrhu předních i zadních těhlic. Ty se konstrukčně liší z důvodu rozdílných zatížení a různé pozice kinematických bodů. Zadní těhlice je namáhána především v zatáčkách a při prudké akceleraci vozu (z důvodu zadního náhonu). Nemá kinematický bod pro řízení, místo toho je na ní bod pro Toe-rod, který udržuje kolo ve směru jízdy. Toe-rodem se také koriguje sbíhavost kol. Naproti tomu přední těhlice je navržena tak aby s ní při zatočení na obě strany nekolidovala žádná část nápravy ani při plném rozsahu zdvihu tlumiče. Na přední těhlice působí největší zatížení při prudkém brždění a při zatáčení. Velký vliv má také zatížení od tyče řízení.

Klíčovou vlastností dobrého návrhu je především vysoká tuhost celé sestavy a tedy zachování geometrie i ve vysokém zatížení. Z toho důvodu se ve všech kinematických bodech používají lícované šrouby a sférická ložiska. Je také velmi žádoucí, aby každý bod byl podepřen ze dvou stran tzv. metodou „*double shear*“. Dobré tuhosti lze také dosáhnout vhodnou volbou ložisek náboje. Čím větší jsou ložiska a vzdálenost mezi nimi, tím lépe lze zachytit moment, který na náboj působí od kola a snižuje se tak napětí v samotné těhlici. Navíc se tím i sníží množství materiálu těhlice a to je velmi důležité, neboť celá sestava nosiče náboje je neodpružená hmota. Při výrobě je pak nejvíce limitující cena komponent, popř. čas výroby. Týmy proto používají různé materiály a výrobní postupy.



Obr. 7 Sestava přední těhlice – Dragon 9

2.1 TĚHLICE SVAŘOVANÉ

Těhlice vyrobené svařením ocelových nebo i hliníkových plechů jsou nejlevnější variantou výroby. Některé týmy se k tomuto řešení uchylují z finančních důvodů. Jejich výhodou je vysoká pevnost a tuhost, avšak za cenu vysoké hmotnosti a velké nepřesnosti při výrobě – materiál po svaření dále pracuje. Je také nutné použít speciální svařovací přípravky a následně těhlici tepelně upravit, aby se zabránilo vnitřnímu pnutí, které vzniká ve svarech.



Obr. 8 Svařovaná zadní těhlice pro Dragon 5

2.2 TĚHLICE FRÉZOVANÉ

Nejrozšířenější způsob výroby těhlic je frézování. Nejčastěji týmy využívají vysokopevnostní slitiny hliníku, např. Certal nebo Dural. Velkou výhodou je nízká hmotnost oproti oceli a vysoká přesnost výroby. Pomocí této metody a vhodného tvaru lze dosáhnout velké úspory materiálu, při zachování vysoké tvarové tuhosti. Jde také o nejsnazší a nejrychlejší způsob výroby, neboť není třeba žádných dodatečných technologických procesů. Při návrhu musí však konstruktér mít na paměti jakým strojem, popř. jakými nástroji se bude díl obrábět, a musí neustále kontrolovat, zda se v modelu nevyskytuje geometrie, která je na frézce nevyrobitelná. Nesmí se také nechat příliš unést a vymýšlet příliš složité tvary, neboť od toho se odvíjí hlavní nevýhoda této metody a tou je cena za obrobení. V závislosti na složitosti geometrie se totiž může vyšplhat až do desítek tisíc korun.



Obr. 9 Frézovaná zadní těhlice – Dragon 7

2.3 TĚHLICE VYROBENÉ POMOCÍ 3D TISKU

Velmi často lze na závodě vidět vozidlo s těhlicemi vyrobenými pomocí práškového 3D tisku (SLM – Selective Laser Melting). Počet firem, které nabízí tento způsob výroby neustále roste a proto je na výběr velké množství materiálů různých vlastností. Od hliníkových slitin až po slitiny oceli nebo titanu. Tento způsob výroby dovoluje téměř absolutní volnost při návrhu těhlice a s využitím topologické optimalizace mohou vzniknout velmi lehké a zároveň pevné komponenty, neboť materiál je nechán pouze tam, kde je ho potřeba. Při využití této metody je nutné po vytištění odstranit podpory a následně pomocí CNC stroje obrobít funkční povrchy a vyvrtat otvory. Z tohoto důvodu jde o časově náročnou metodu, kde je mimo jiné také potřeba zajisti pomocí přípravku přesné upnutí do obráběcího stroje. Celková doba výroby může dosáhnout řádu měsíců. Velmi velkou nevýhodou mimo extrémní časovou náročnost výroby je i cena. Ta se může vyšplhat až ke stům tisíců.



Obr. 10 Přední těhlice vyrobená aditivní technologií – Dragon 8

2.4 TĚHLICE ODLÉVANÉ

Méně často než 3D tisknuté těhlice lze vidět těhlice vyrobené odléváním hliníkové, popř. hořčíkové slitiny. Jde o alternativu k práškovému 3D tisku se všemi jeho výhodami ohledně tvaru, avšak je třeba pamatovat na limity této metody. V modelu může během chladnutí vzniknout vnitřní napjatost a stále je potřeba po odlití obrobít funkční povrchy. Je také třeba se vyvarovat ostrých hran. S odléváním se pojí i výroba modelu pro formu, jde tedy také o časově a technologicky náročnou metodu. Její nespornou výhodou je pak cena, která se odvíjí v závislosti na použité technologii lití a může být srovnatelná s cenou za frézování.



Obr. 11 Hliníková těhlice vyrobená odléváním [2]

2.5 KOMPOZITOVÉ TĚHLICE

Velice ojedinělou metodou výroby je laminování kompozitních dílů. Takováto těhlice je pak velmi lehká a pevná, avšak při výrobě je třeba využívat drahé tkaniny z předpečených vláken (typ prepreg). Dále je třeba výroby speciálních forem a insertů, precizního laminování a následné vytvrzení ve vhodném autoklávu. Všechno tohle výrobu velmi natáhne a prodraží. Navíc je výsledek značně nejistý, neboť simulace kompozitových dílů se sestavují velmi obtížně a výsledek je velká vsázka do loterie. Z těchto důvodů s touto variantou těhlic experimentovalo jen velmi málo týmů a při závodech ji nepoužily.

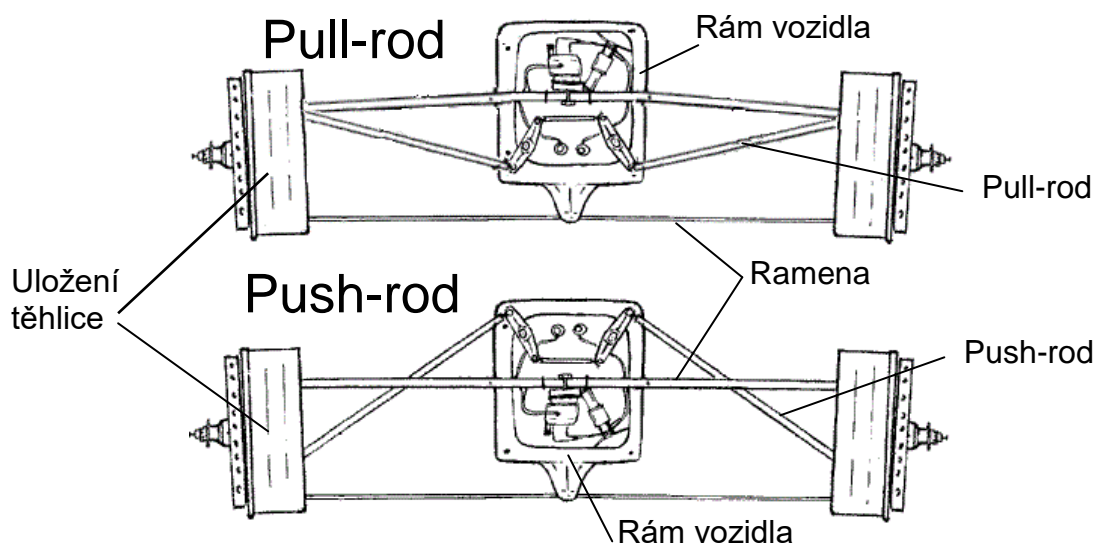


Obr. 12 Kompozitová přední těhlice – tým TU Graz [3]

3 TĚHLICE TU BRNO RACING

3.1 ULOŽENÍ

Již od prvopočátku se v týmu snažíme co nejvíce snížit těžiště vozidla. Tomu odpovídá i koncept uložení tlumičů. V přední části se u všech generací vozů používá systém s tažnými tyčemi (typ pull-rod) s tlumiči uloženými pod nohama řidiče. Stejný systém se až do 7. generace používal i na zadní nápravě než se přešlo na koncept se třemi tlumiči a později na koncept roll-heave. Z důvodu větších rozměrů a snadnější servisovatelnosti se proto na zadní nápravě využívá systému s tlačnými tyčemi typu push-rod viz obr. 13.

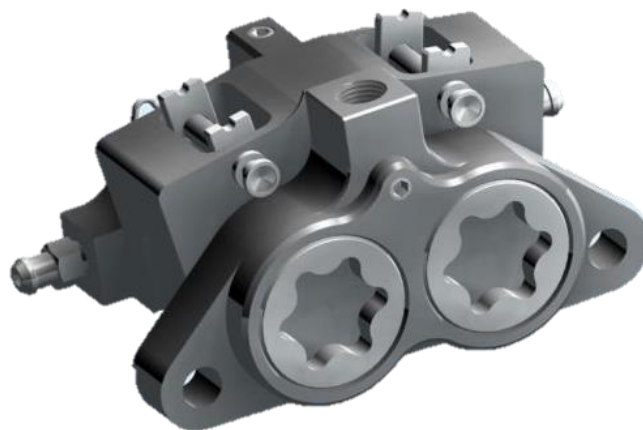


Obr. 13 Porovnání konceptů Pull-rod a Push-rod [4]

Uložení těhlic je pak na dvojici lichoběžníkových ramen, která jsou opatřena sférickými ložisky výrobce Aurora Bearing Company.

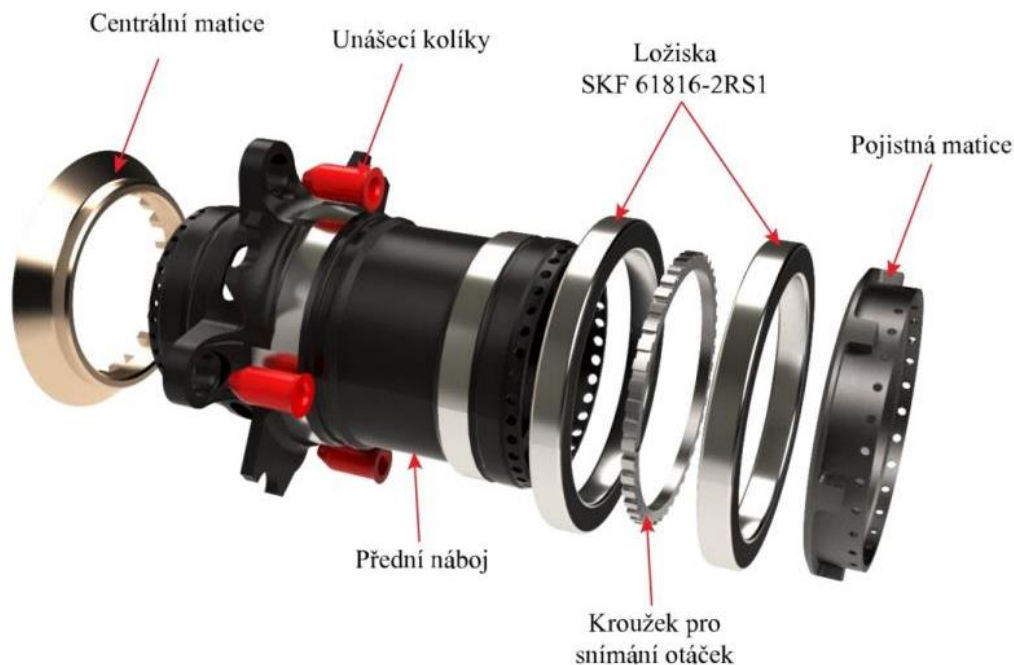
3.2 ZACHOVANÉ KOMPONENTY

Mnoho komponent na vozidle zůstává mezi generacemi nezměněných, aby se ušetřilo na výrobních nákladech, nebo se nemusela řešit nová výkresová dokumentace. Toto se týká i některých komponent zavěšení jako např. brzdové třmeny švédské firmy ISR, které používáme již několik sezón.



Obr. 14 Brzdový třmen ISR – dvoupístkový s axiálním uchycením

Dále letos využíváme na vozidle stejné náboje, které v loňské sezóně vyvinul Daniel Mohyla a které se osvědčily během závodů. S tím se pojí i loňská změna ložisek kdy došlo ke zvětšení z průměru 70 mm na průměr 80 mm.



Obr. 15 Sestava náboje [5]

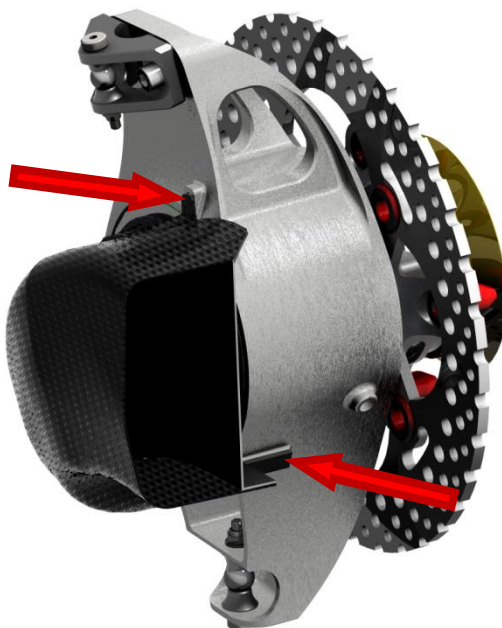
3.3 NOVÉ KOMPONENTY

Každým rokem je také provedena řada změn, které cílí na další zlepšení vlastností vozu. Jednou z nich je také změna ráfků kol. Nově budou vyráběny z karbonových vláken, od čeho si tým slibuje vyšší tuhost a nižší hmotnost, tedy snížení neodpružené hmoty. Ráfky navrhl bývalý týmový leader a vedoucí sekce business Josef Jelínek, který je dopodrobna popisuje ve své diplomové práci.



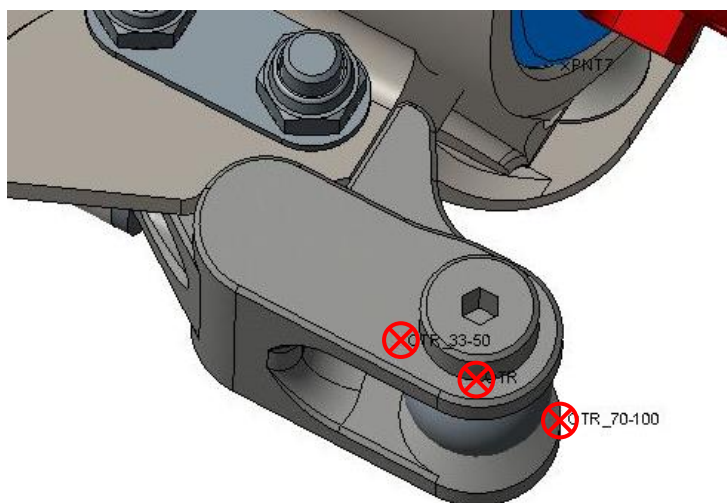
Obr. 16 Porovnání kol pro novou sezónu – OZ Racing[6] a kompozitové kolo vlastní výroby

Další změnou, která má napomoci zlepšení spolehlivosti vozu je karbonový náfuk na přední brzdové třmeny. V loňském roce vyvstal problém s vysokou teplotou brzdové kapaliny, kdy největší podíl mají kvůli přesunu zatížení právě přední brzdové třmeny. Náfuk navrhovala členka sekce aerodynamiky Veronika Častulíková, která jej popisuje ve své bakalářské práci. Na výběr, jak jej implementovat do nosiče náboje byly dvě možnosti. Buď se návrh náfuku přizpůsobí tvaru těhlice, nebo naopak. Nakonec jsme vybrali druhou variantu, neboť výroba forem náfuku by byla příliš složitá. Na některých místech těhlice bylo tedy potřeba vytvořit několik rovných ploch pro pohodlné uchycení náfuku, viz obr. 17.



Obr. 17 Sestava těhlice s náfukem na brzdový třmen

Dále jsme se rozhodli implementovat vyměnitelnou přírubu řídicí tyče. Toto řešení jsme zvolili z důvodu lepšího nastavení vozidla na disciplínu Skid Pad. Změna délky příruby nám umožní změnit charakteristiku zatočení, tedy Ackermannovu geometrii. Další výhodou tohoto řešení je zmenšení Y souřadnice těhlice a její snadnější výroba. Odpadne totiž složitá geometrie právě u bodu pro uchycení řídicí tyče.



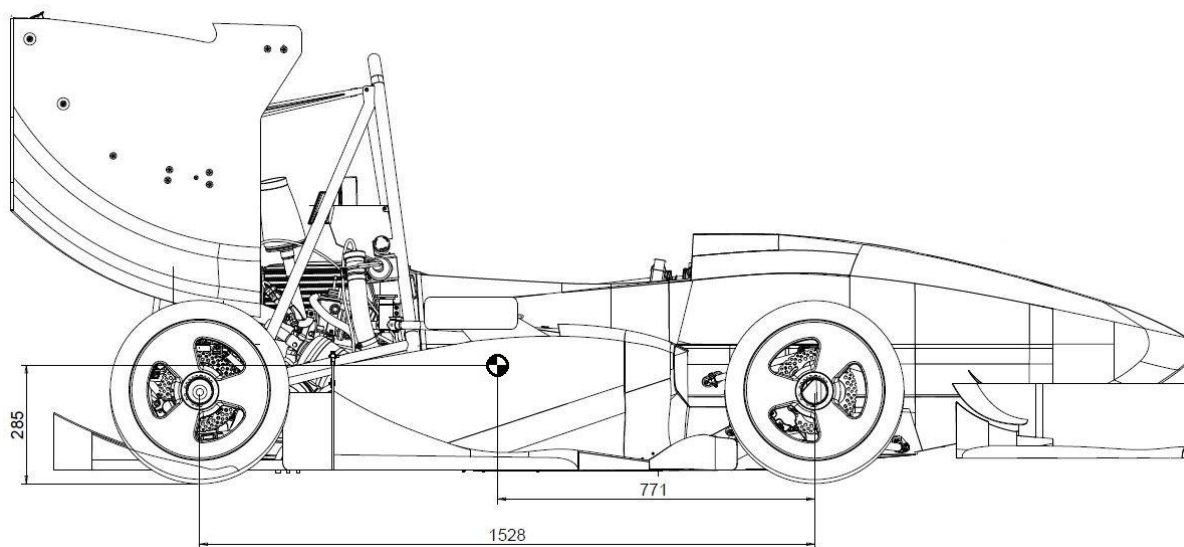
4 URČENÍ ZÁTĚŽNÝCH STAVŮ

Pro správný návrh tvaru těhlice, ale i dalších komponent, je nutné znát správné zatížení, které na sestavu působí. Toho lze však dosáhnout pouze měřením pomocí tenzometrů na již hotových součástech. Takováto měření již v minulosti proběhla, avšak nikdy s uspokojivým výsledkem. V současnosti se tenzometrickým měřením zabývá Pavel Gellner, který na toto téma bude psát diplomovou práci. Navíc se kinematika vozu každý rok mění a je nutné si dopředu určit testovací stavy a zatížení.

V minulosti se zatím vždy používala metoda vycházející z přesunu zatížení „load-transfer“. Podstatou je znalost přetížení, které na vozidlo působí a z přesunu zatížení se dopočítá síla působící na konkrétní kolo. Tato metoda je značně konzervativní, neboť zanedbávala např. čtení v datech pneumatik, rozložení aerodynamického přítlaku nebo pružnost pneumatiky. Ze zkušeností však vyplývá, že tato metoda výpočtu je pro naše účely dostačující, neboť zatím všechny těhlice (až na jednu o které bude řeč později) počítané touto metodou vydržely celou závodní sezonu.

Také já jsem pomocí této metody ve své práci počítal zatížení pro jednotlivé jízdní stavy. Ty byly až do Dragona 8 počítány jen dva. Byly to průjezd zatáčkou a prudké brždění, které byly brány jako nejhorší stav, ve kterém se auto z hlediska namáhání ocitne. Nepočítal se přejezd přes nerovnost (bump) podle úvahy, že závody se konají na rovné asfaltové ploše, avšak na závodech v Německu se na dvou místech projížděl odvodňovací kanál a tak byl tento stav vloni implementován do výpočtů. Vloni byl také počítán stav, kdy se auto během brždění otočí o 180° v horizontální rovině. Tento stav sloužil pouze k ověření správnosti návrhu a nevyskytli se při něm žádné kritické hodnoty. Všechny tyto stavy počítám i letos kvůli porovnání. Navíc jsem zavedl stav, který je kombinací intenzivního brždění a zatáčení a teoreticky by měl být pro těhlice nejnáročnější. Během simulací jsem také zavedl stav simulace jízdy slalomem, který se zaměřuje na oblast uchycení nové příruby řízení.

Jako vstupní hodnoty je třeba znát hlavní rozměry vozidla společně s jeho hmotností a pozicí těžiště. Tyto údaje jsem zjistil z podrobného CAD modelu. Dále jsem musel zvolit hodnoty přetížení pro jednotlivé jízdní stavy. Vycházel jsem z hodnot naměřených v minulých letech pomocí akcelerometrů ve vozidle, které jsem mírně zvýšil a přizpůsobil tak datům únosnosti pneumatik. Data, ze kterých jsem vycházel, jsou v následující tabulce.



Obr. 19 Bokorys vozu Dragon 9

Tab. 2 Vstupní parametry D8 a D9

			D8	D9
Rozvor náprav		L [mm]	1528	1528
Rozchod kol		T [mm]	1200	1200
Hmotnost vozu s řidičem		m [kg]	240	250
Vertikální poloha těžiště		h [mm]	305	285
Podélná poloha těžiště		b [mm]	764	771
Rozvážení		F _m /R _m [%]	50/50	49,5/50,5
Poměr přtlaku		F _a /R _a [%]	---	47,7/52,3
Dynamický poloměr kola		r _D [mm]	229	
Efektivní poloměr brzdového kotouče		b _D [mm]	80,8	
Zrychlení	Podélné - Decelerace	a _B [m·s ⁻²]	2,2·g	2,5·g
	Příčné - Průjezd zatáčkou	a _c [m·s ⁻²]	3,1·g	2,5·g
	Svislé - Bump	a _{Bump} [m·s ⁻²]	2·g	2·g
	Podélné - Decelerace pozpátku	a _R [m·s ⁻²]	1,3·g	1,3·g
	Gravitační	g [m·s ⁻²]	9,81	

4.1 PRŮJEZD ZATÁČKOU

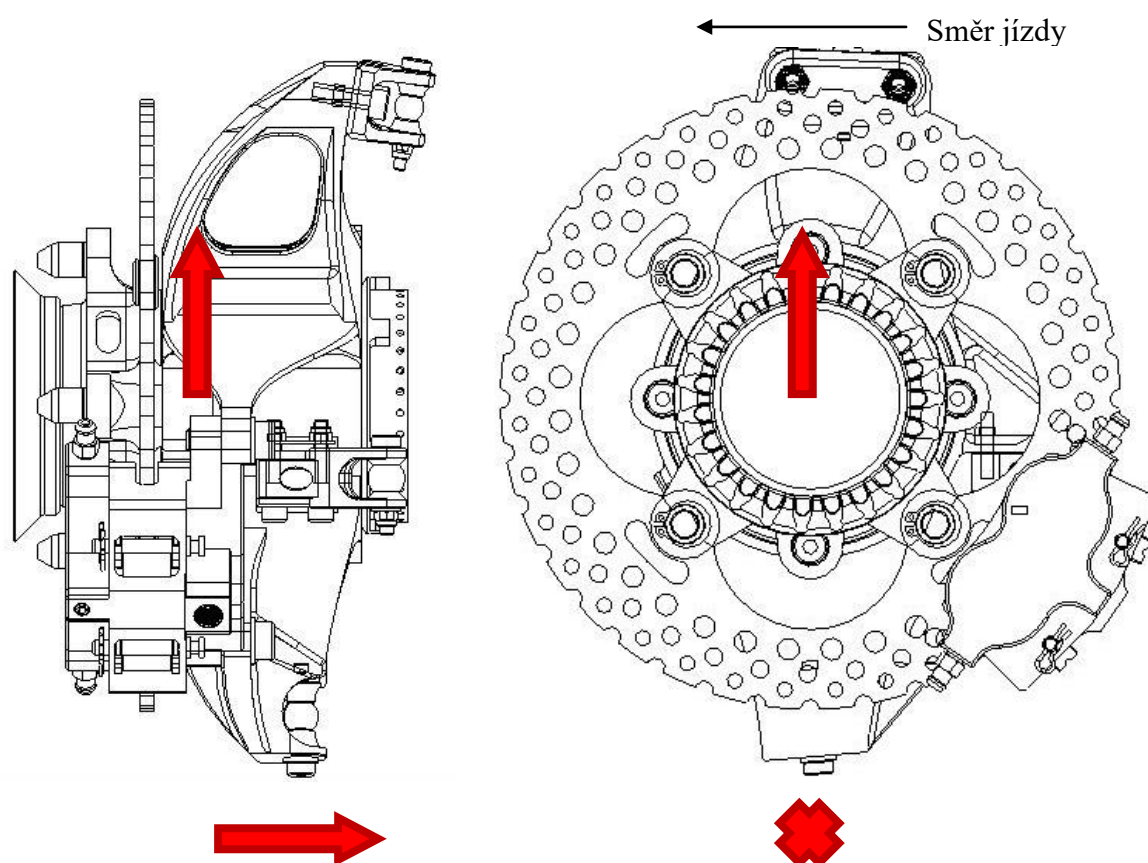
Průjezd zatáčkou s vysokým přetížením je stav, který ze všech uvedených může nastat nejčastěji. Síla, která na těhlici působí, vychází z místa kontaktu kola s vozovkou a lze ji rozdělit na dvě složky. Vertikální složka je zatížení těhlice od hmotnosti vozidla a aeropaketu. Horizontální složka působí kolmo k podélné ose vozu a je vypočítána z dat pneumatik v programu Matlab, neboť k boční síle, a tedy bočnímu zrychlení, která na auto působí, přispívají složky od všech 4 kol. Maximální boční přetížení bylo v minulé sezoně naměřeno 2,2G a pro větší bezpečnost bylo při výpočtu zvýšeno na 2,5G. Je to z toho důvodu, neboť pneumatiky Continental jsou velmi citlivé na boční odklon a nelze s uspokojivou přesností říci, v jaké sklonu k vozovce se v zatáčce nacházejí. To záleží z velké části na výchozím nastavení tlumičů a odklonů, stavu vozovky a pneumatik nebo tvaru zatáčky.

Jako hodnota aerodynamického přtlaku bylo zvoleno 850N. To odpovídá rychlosti asi 60 km/h, ve které vozidlo nejčastěji najíždí do zatáček.

Tab.3 Vstupní parametry pro aerodynamický přtlak

Součinitel přtlaku	C _L [-]	4,37
Velikost čelní plochy	S _x [m ²]	1,11
Hustota vzduchu	ρ [kg/m ³]	1,2
Rychlost	v [m/s]	17,1

Přtlak [7]:
$$F_{DOWN} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_L \cdot v^2 \cdot A = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 4,37 \cdot 17,1^2 \cdot 1,11 \cong 850 \text{ N}$$



Obr. 20 Grafické znázornění sil působící na sestavu těhlice – Zatáčka

Statické zatížení předních a zadních kol:

$$F_F = \frac{m \cdot g \cdot F_m}{2} = \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,495}{2} = 607 \text{ N}$$

$$F_R = \frac{m \cdot g \cdot R_m}{2} = \frac{250 \cdot 9,81 \cdot 0,505}{2} = 619 \text{ N}$$

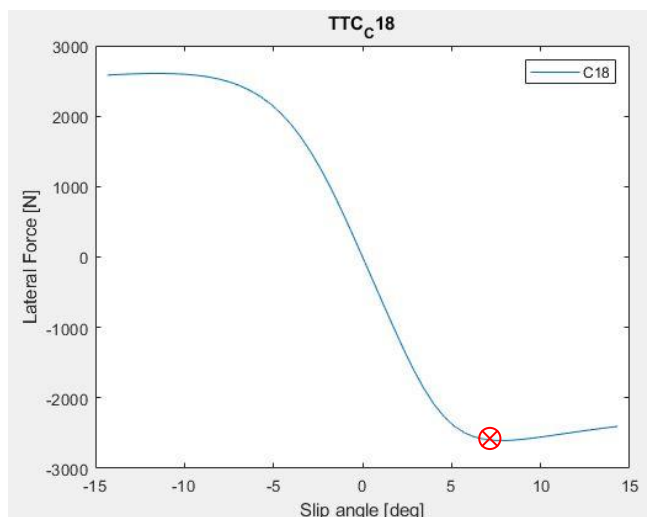
Boční přesun zatížení (load transfer):

$$LT_{BOK} = \frac{h \cdot a_c \cdot m}{T} = \frac{285 \cdot 2,5 \cdot 9,81 \cdot 250}{1200} = 1456 \text{ N}$$

Dynamické zatížení předního kola:

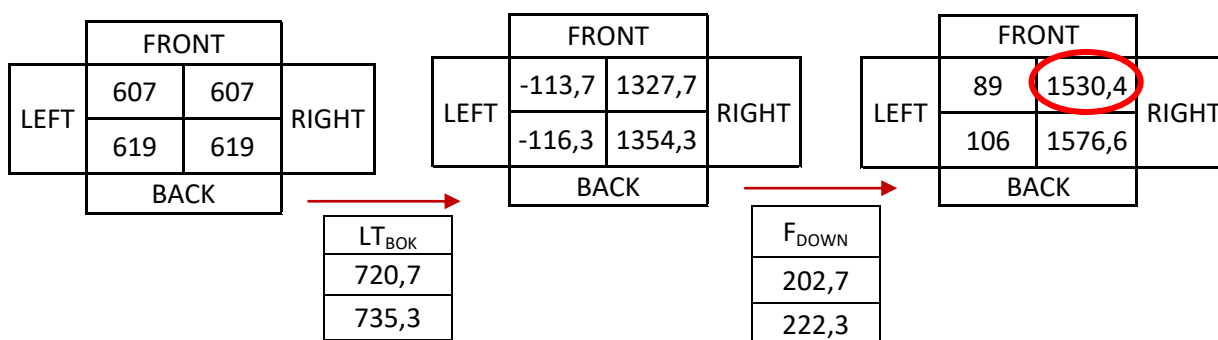
$$F_Z = F_F + (LT_{BOK} \cdot F_m) + \frac{(F_{DOWN} \cdot F_a)}{2} = 607 + (1456 \cdot 0,495) + \left(\frac{850 \cdot 0,477}{2}\right) = \mathbf{1530 \text{ N}}$$

Boční síla závisí hlavně na úhlu vybočení (Slip angle). Pro dané vertikální zatížení vychází podle dat pneumatik maximální boční síla $F_Y = \mathbf{2248,3 \text{ N}}$.



Obr. 21 Závislost boční síly na úhlu vybočení pneumatik C18 - Matlab

Obdobným způsobem lze spočítat i hodnoty sil pod každým kolem. Uvažujme zatáčku do leva:



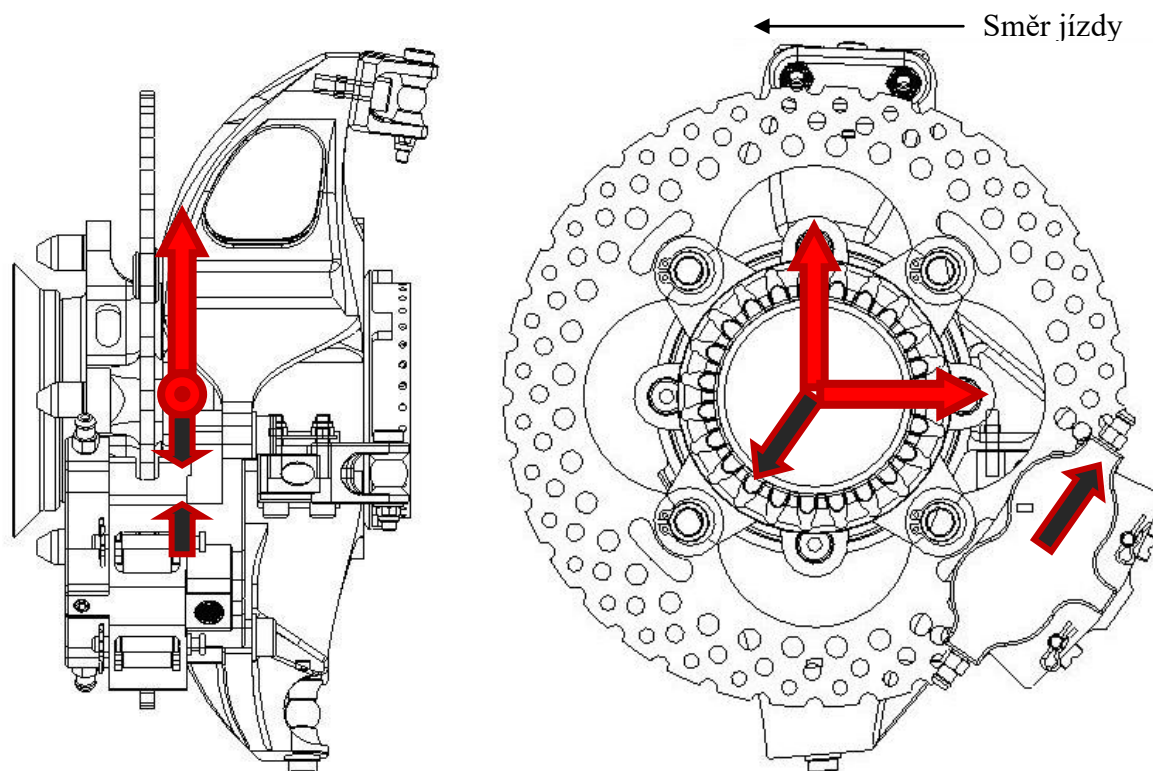
Pro porovnání zde uvedu i hodnoty z loňského roku:

		D8	D9
Vertikální síla	F_z [N]	1170	1530,4
Boční síla	F_y [N]	3626	2248,3

4.2 PRUDKÉ BRZDĚNÍ

Během brzdění se zatížení přesunuje dopředu. Vzniká zde opět síla o dvou složkách a moment na brzděném kotouči. První složkou síly je síla vertikální, která se opět spočítá z přesunu zatížení a aerodynamického přitlaku. Druhou složkou se podélná síla, která působí pod pneumatikou proti směru jízdy. Ta je opět vyčtena z dat pneumatiky. Z této síly je spočítán moment, který musí zachytit brzdový třmen. Po konzultaci s panem docentem Portešem jsem se rozhodl tento moment nahradit dvojicí sil v místě náboje a brzdového třmenu. Tato situace lépe odpovídá realitě než samotný moment, neboť uvažuje i reakci náboje.

Jako výchozí je brán stav, kdy auto musí intenzivně brzdit na konci dlouhé rovinky. Takovýto úsek se nachází na naší testovací trati a auto v tomto okamžiku dosahuje rychlosti okolo 90 km/h. V minulých letech jsme naměřili maximální zpomalení 2,2G. Opět jsem se rozhodl tuto hodnotu z hlediska bezpečnosti navýšit na 2,5G.



Obr. 22 Grafické znázornění sil působící na sestavu těhlice – Brzdy

Aerodynamický přítlak

$$F_{DOWN} = \frac{1}{2} \cdot \varphi \cdot C_L \cdot v^2 \cdot A = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 4,37 \cdot 25,5^2 \cdot 1,11 \cong 1900 \text{ N}$$

Podélný přesun zatížení (load transfer):

$$LT_{FRONT} = \frac{h \cdot a_B \cdot m}{L} = \frac{285 \cdot 2,5 \cdot 9,81 \cdot 250}{1528} = 1143 \text{ N}$$

Dynamické zatížení předního kola:

$$F_Z = F_F + \frac{LT_{FRONT}}{2} + \frac{F_{DOWN} \cdot F_a}{2}$$

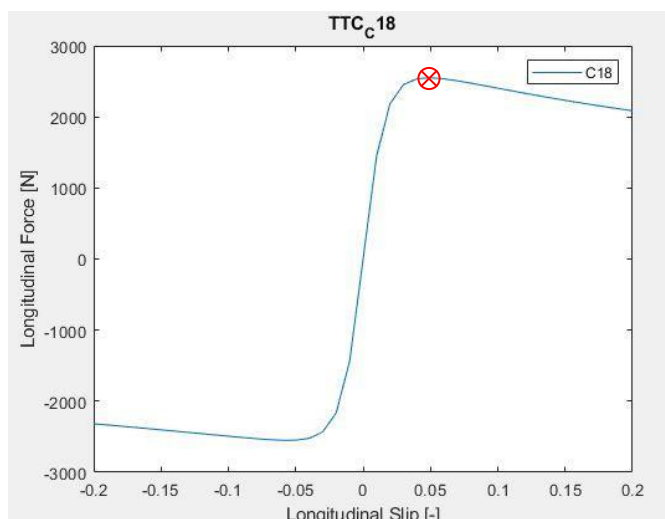
$$F_Z = 607 + \left(\frac{1143}{2}\right) + \left(\frac{1900 \cdot 0,477}{2}\right) = 1631,6 \text{ N}$$

Z modelu pneumatiky této hodnotě pak odpovídá síla $F_X = 2551 \text{ N}$, která působí na styku kola s vozovkou. V analýze je nahrazena silou ve středu kola a momentem na brzdný třmen:

$$M_B = F_X \cdot r_D = 2551 \cdot 0,229 = 584 \text{ Nm}$$

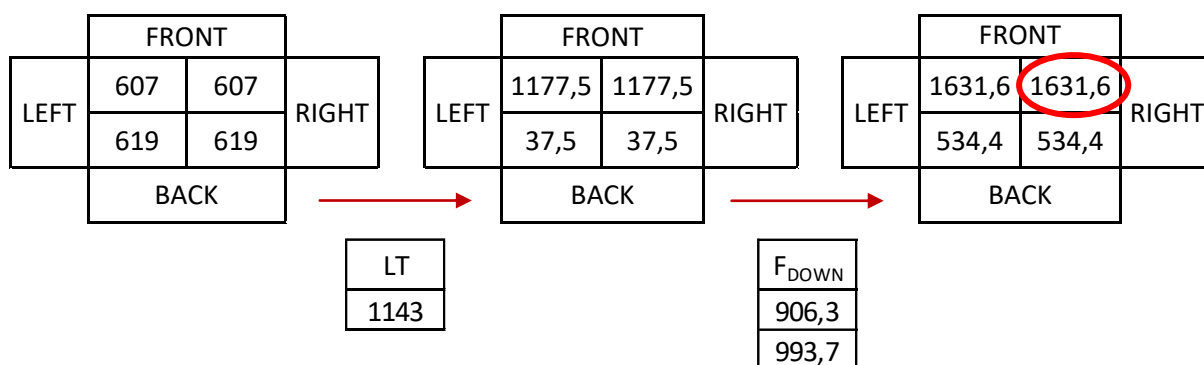
Tento moment je poté rozdělen na dvojici sil, které působí pod úhlem 35° (úhel brzdového třmene) a Jejich velikost je rovna:

$$F_{B1} = F_{B2} = \frac{M_B}{b_D} = \frac{584}{0,0808} = 7228 \text{ N}$$



Obr. 23 Závislost podélné síly na skluzu pneumatik C18 – Matlab

Rozložení zatížení na ostatní kola:



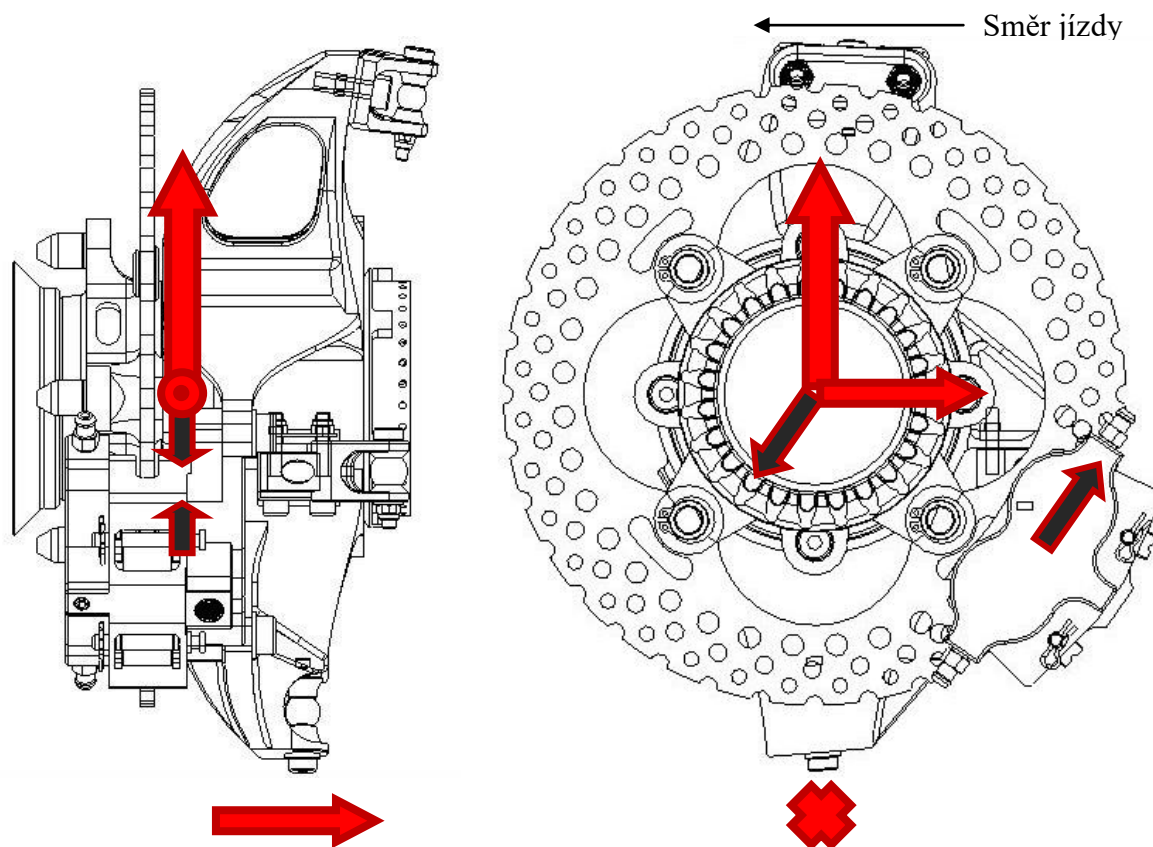
Porovnání s loňským výpočtem:

		D8	D9
Vertikální síla	F_z [N]	1102	1631,6
Podélná síla	F_x [N]	2424	2551
Brzdňý moment	M_b [Nm]	555	584

4.3 KOMBINACE ZATOČENÍ A BRZD

Jak jsem již zmínil, rozhodl jsem se letos otestovat ještě stav, který zahrnuje intenzivní brzdění a vjezd do prudké zatáčky jakožto potenciálně nejnebezpečnější stav. Toto může nastat například tehdy, když se na konci dlouhé rovinky nachází slalom a řidič začne brzdít pozdě.

Jako výchozí aerodynamický přítlak jsem zvolil nejhorší možnost a to $F_{DOWN} = 1900 \text{ N}$ z minulého stavu. Za výchozí zrychlení jsem zvolil 2,1G jak pro brzdy, tak pro zatočení. Vektorovým součtem jsem dostal maximální zrychlení 3G, což je na hranici přilnavosti pneumatiky a tudíž dosažitelná hodnota.



Obr. 24 Grafické znázornění sil působící na sestavu téhlice –Brzdy+Zatáčka

Podélný přesun zatížení (load transfer):

$$LT_{FRONT} = \frac{h \cdot a_{Bcomb} \cdot m}{L} = \frac{285 \cdot 2,1 \cdot 9,81 \cdot 250}{1528} = 960,6 \text{ N}$$

Boční přesun zatížení (load transfer):

$$LT_{BOK} = \frac{h \cdot a_{Ccomb} \cdot m}{T} = \frac{285 \cdot 2,1 \cdot 9,81 \cdot 250}{1200} = 1223,2 \text{ N}$$

Dynamické zatížení předního kola:

$$F_Z = F_F + \frac{LT_{FRONT}}{2} + LT_{BOK} \cdot F_m + \frac{F_{DOWN} \cdot F_a}{2}$$

$$F_Z = 607 + \left(\frac{960,6}{2}\right) + 1223,2 \cdot 0,495 + \frac{1900 \cdot 0,477}{2} = 2152 \text{ N}$$

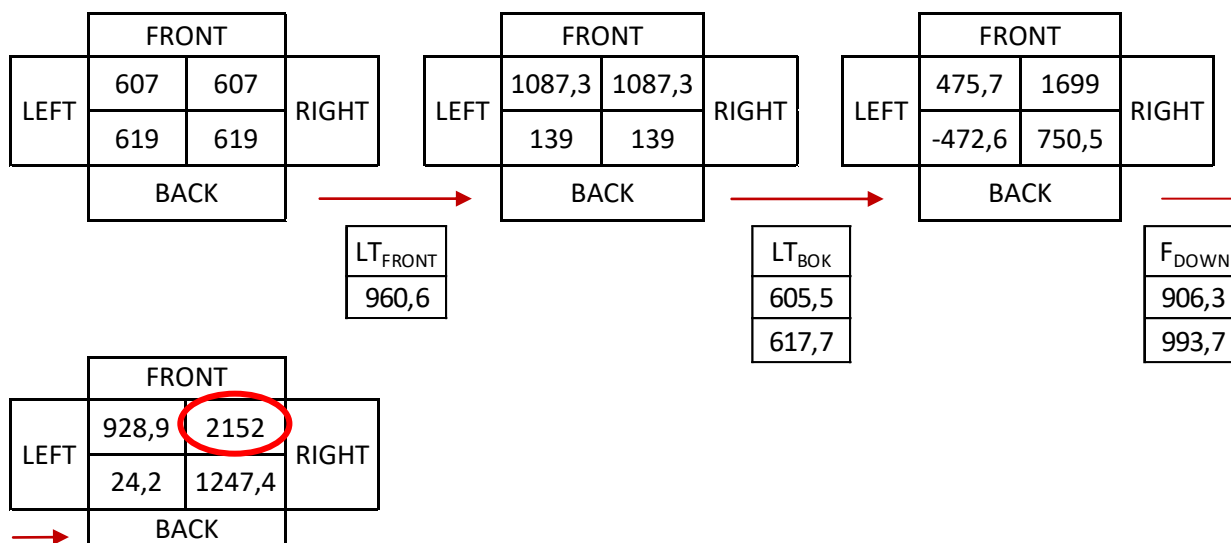
Příslušné hodnoty podélné a boční síly jsou podle dat pneumatik následující: $F_X = 3053 \text{ N}$; $F_Y = 2875 \text{ N}$. Z podélné síly je opět spočítán moment působící na brzdový kotouč:

$$M_B = F_X \cdot r_D = 3053 \cdot 0,229 \cong 700 \text{ Nm}$$

Brzdný moment je opět rozdělen na dvě složky, které působí v místě brzdového kotouče a náboje:

$$F_{B1} = F_{B2} = \frac{M_B}{b_D} = \frac{700}{0,0808} = 8663,4 \text{ N}$$

Hodnoty zatížení pod ostatními koly, opět uvažujeme levotočivou zatáčku:



Minulý rok se tento stav netestoval, proto nemohu tyto hodnoty s ničím porovnávat. Z velikostí sil je však zřejmé, že jde o horší stav než oba předchozí.

4.4 PŘEJEZD PŘES NEROVNOST

Tento stav také známý jako Bump si lze představit jako přejezd přes díru v povrchu nebo přes zpomalovadlo na vozovce. Pro výpočet je třeba jen jedna síla, která je spočítána ze zatížení kola, vertikálního zrychlení těhlice a aerodynamického přitlaku. Tento stav se počítal poprvé vloni a vycházelo se ze zdvihu kola měřeného potenciometrem na závodech v Německu, kde auto projíždělo odvodňovací strouhu. Z tohoto zdvihu byla přes čtvrtinový model vozidla spočítána síla, kterou na těhlici působí pružina s tlumičem v programu ADAMS. Tímto modelem se blíže zabývá Václav Dlápál ve své diplomové práci na téma magneto-reologických tlumičů.

Zatím nebyla možnost měřit vertikální zrychlení přímo na těhlici, proto byla minulý rok kvalifikovaným odhadem zvolena hodnota 2G, při výpočtu se však zanedbal aerodynamický přitlak. Také se nikdy nepočítalo s tuhostí pneumatiky, která většinu rázů utlumí. Abych tedy porovnal obě metody, vzal jsem výslednou sílu pod kolem z programu ADAMS a dosadil ji do vzorce pro analytický výpočet. Zajímalo mne, jakou rychlostí musí vozidlo přejíždět nerovnost, aby dosáhlo vertikálního zrychlení těhlice 2G.

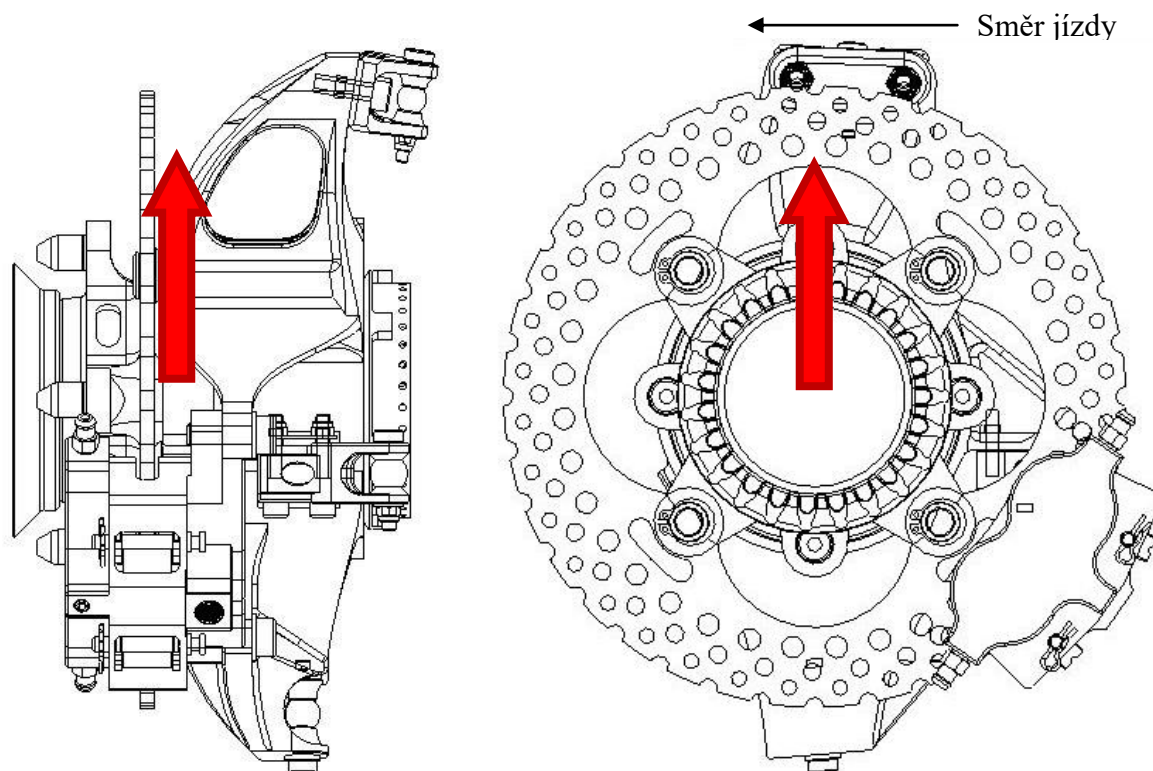
Jako nejhorší případ jsem uvažoval, že se přes nerovnost najíždí jedním kolem. Jako vertikální zatížení proto uvažuji zatížení celé přední nápravy.

Síla z programu ADAMS:

$$F_{BUMP} = 3400 \text{ N}$$

$$F_{BUMP} = m_F \cdot a_{BUMP} + F_{DOWN}$$

$$F_{DOWN} = F_{BUMP} - m_F \cdot a_{BUMP} = 3400 - (250 \cdot 0,495 \cdot 2 \cdot 9,81) = 972 \text{ N}$$



Obr. 25 Grafické znázornění sil působící na sestavu těhlice – Bump

Po dosazení do vzorce pro aerodynamický přítlak dostaneme výslednou rychlost:

$$F_{DOWN} = \frac{1}{2} \cdot \varphi \cdot C_L \cdot v^2 \cdot A = 972 \text{ N}$$

$$v = \sqrt{\frac{F_{DOWN}}{\frac{1}{2} \cdot \varphi \cdot C_L \cdot A}} = \sqrt{\frac{972}{\frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 4,37 \cdot 1,11}} = 18,275 \text{ m/s} = 65,8 \text{ km/h}$$

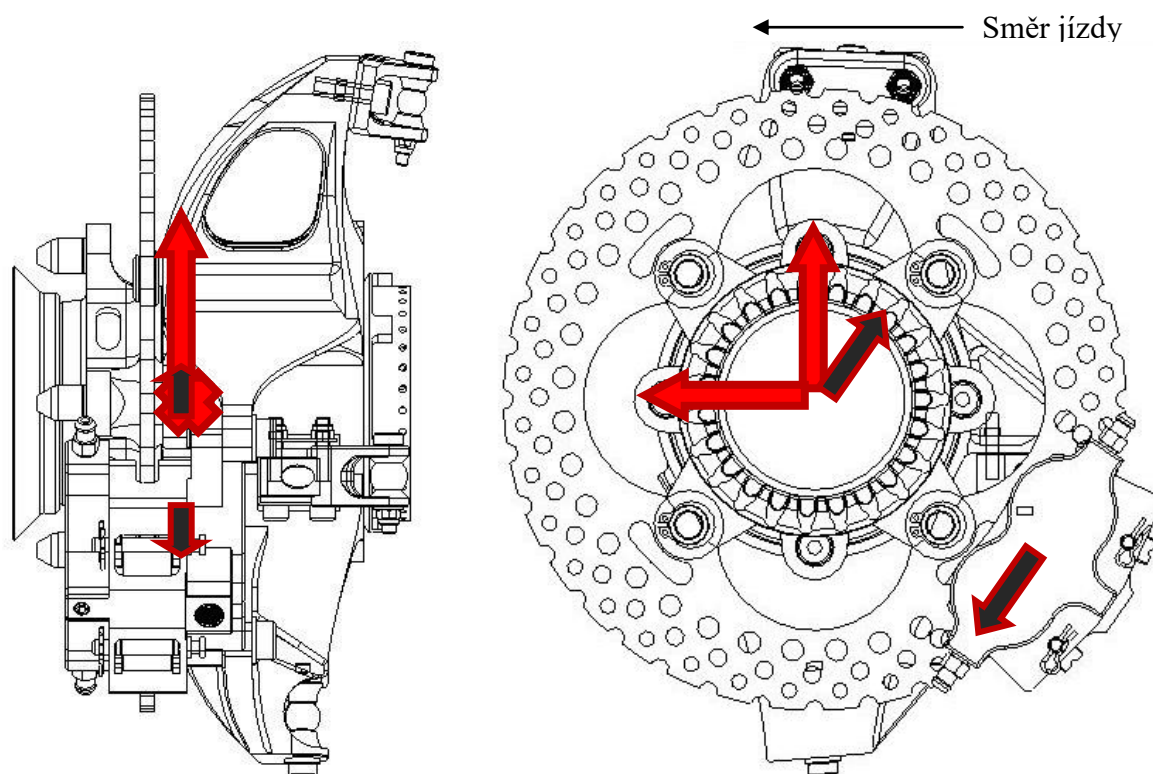
Tato hodnota rychlosti je velmi realistická a odpovídá i naměřeným rychlostem na FSG. Z toho usuzuji, že zatížení těhlice se blíží realitě, avšak jistotu budeme mít teprve po přímém měření vertikálního zrychlení, které letos plánujeme.

Porovnání s loňským zatížením:

		D8	D9
Vertikální síla	F_{BUMP} [N]	2339	3400

4.5 BRZDĚNÍ V OPAČNÉM SMĚRU

Zde se nejedná o kritický stav. Toto zatížení slouží k většímu přiblížení realitě a také pomáhá při topologické optimalizaci (viz dále) k rozumnějšímu tvaru. Idea je taková, že vůz se dostane do smyku, otočí se o 180° a následně řidič zmáčkne brzdy. Výpočet je identický jako při prudkém zpomalení, avšak moment na brzděném kotouči a podélná síla míří na opačnou stranu. Velký rozdíl je hlavně v tom, že se přední náprava nadlehčuje a zatížení na ní klesá. Proto se hodnoty pro přesun zatížení odečítají.



Obr. 26 Grafické znázornění sil působící na sestavu těhlice – Brzdy v opačném směru

Abych měl srovnatelná data, zvolil jsem hodnotu zpomalení 1,3G. Tedy stejné jako vloni. Tato hodnota je zvolena z důvodu většího odlehčení přední nápravy při vyšších přetíženích. Tento stav popsal dobře Miroslav Pecina ve své diplomové práci[8]. V tomto stavu jsem neuvažoval aerodynamický přítlak, protože vozidlo jede pozpátku.

Podélný přesun zatížení (load transfer):

$$LT_{FRONT} = \frac{h \cdot a_B \cdot m}{L} = \frac{285 \cdot 1,3 \cdot 9,81 \cdot 250}{1528} = 594,7N$$

Dynamické zatížení předního kola:

$$F_Z = F_F - \frac{LT_{FRONT}}{2} = 607 - \left(\frac{594,7}{2}\right) = 309,65 N$$

Opět, vyčtením z modelu pneumatiky, této hodnotě odpovídá síla $F_X = 599 N$, která působí na styku kola s vozovkou. V analýze je nahrazena silou ve středu kola a momentem na brzdný třmen:

$$M_B = F_X \cdot r_D = 599 \cdot 0,229 = 137,2 Nm$$

Tento moment je poté rozdělen na dvojici sil, které působí proti sobě v místě třmenu a náboje kola a jejich velikost je rovna:

$$F_{B1} = F_{B2} = \frac{M_B}{b_D} = \frac{137,2}{0,0808} = 1698 N$$

Porovnání s loňským zatížením:

		D8	D9
Vertikální síla	F_z [N]	279,5	309,6
Podélná síla	F_x [N]	614,9	599
Brzdňý moment	M_B [Nm]	140,8	137,2

4.6 SLALOM

V průběhu simulací vyvstala otázka, jaké napětí nastane v oblasti řízení při průjezdu slalomem. V tu dobu jsem již měl výsledky z předchozích simulací a největší síla v tyči řízení dosáhla hodnoty bezmála 1000 N. Toto potvrdilo i tenzometrické měření, které souběžně probíhalo. Vzhledem k tomu, že se letos navrhuje nová příruba řízení, rozhodl jsem se na tento stav zaměřit. Ve své práci porovnávám dvě metody zatěžování, avšak tento stav lze testovat jen při zavazbení náboje a umístění zatěžovacích sil do bodů nápravy (viz další kapitola). Tento stav je identický se stavem pro jízdu zatáčkou, avšak sílu v tyči řízení jsem otočil na druhou stranu a zvýšil ji na 1500 N.

4.7 ÚNAVOVÉ NAMÁHÁNÍ

Všechny výše uvedené zátěžné stavy jsou řešeny staticky. Ve své práci se proto nezabývám únavovým namáháním. Hlavní důvod je to, že se jedná o závodní auto, která reálně najezdí maximálně 1000 km za jednu sezónu. Většinu toho během testovací fáze, kde je riziko výskytu takto velkých zatížení menší než na závodech. Většina z nich nastane jen několikrát za sezónu, pokud vůbec. Navíc v žádném z výpočtů není zahrnuta tuhost pneumatiky, která utlumí většinu nárazových zatížení. Pokud bychom zahrnuli do výpočtů i pneumatiku jako pružné těleso, dostali bychom síly zhruba o 30% nižší. Takto si do návrhu vnášíme už jistou bezpečnost.

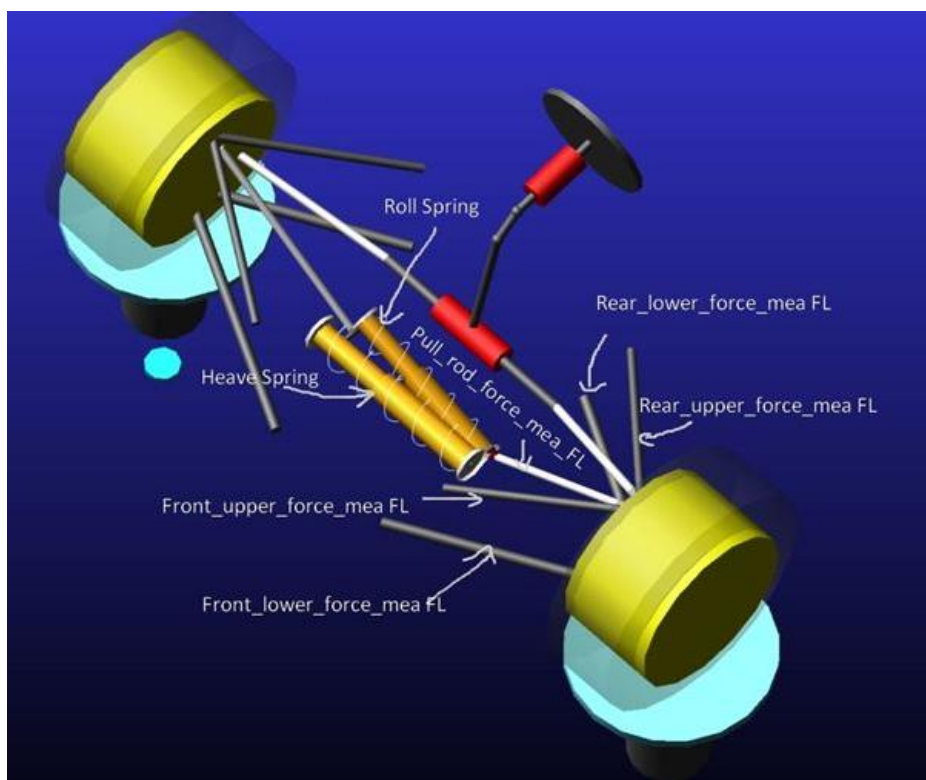
5 ZATÍŽENÍ V PROGRAMU ADAMS

V předchozí kapitole jsem popsal zatížení, které působí v místě středu kola nebo v kontaktu s vozovkou. Tyto síly působí na těhlici, která je uchycená za sférická ložiska nápravy. Jako druhý způsob zatěžování těhlice jsem zvolil zatížení od prvků nápravy. Při tomto zatěžování je těhlice uchycena nepohyblivě v místě náboje a síly jsou umístěny do třech bodů zavěšení.

Existují dva způsoby jak tyto síly získat. První je zjištění reakčních sil ve vazbách a následné zatížení sestavy právě těmito silami. Toto se odehrává v rámci programu Ansys Wokbench, který pro simulace používáme.

Druhým způsobem je spočítáním zatížení v programu ADAMS. Tento multi-body software používáme již druhým rokem k získání sil působící na ramena zavěšení a tím na všechny komponenty nápravy jako jsou nejrůznější držáky nebo tlumiče či pružiny. V programu je podle CAD modelu vytvořena sestava náprav vozidla a osazena virtuálními snímači. Podle zatížení pod každým kolem je program schopen velmi rychle vykreslit průběh zatížení jednotlivých komponent.

Mým úkolem je porovnat výpočty obou programů z hlediska napěťové a deformační analýzy těhlice.



Obr. 27 Model přední nápravy Dragon 9 – program ADAMS

V programu ADAMS byly na základě vstupů popsaných pro jednotlivé jízdní stavy výše spočítány následující hodnoty:

Tab. 4 Hodnoty zatížení od nápravy pro 4 jízdní stavy - ADAMS

Průjezd zatáčkou:

HORNÍ BOD (B)				BOD ŘÍZENÍ (C)				SPODNÍ BOD (D)			
F [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	F [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	F [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]
1818,1	-80,1	845,8	-1607,4	1000	-151,9	-983,8	95,0	3145,7	111,3	-3142,5	86,2

Prudké brždění:

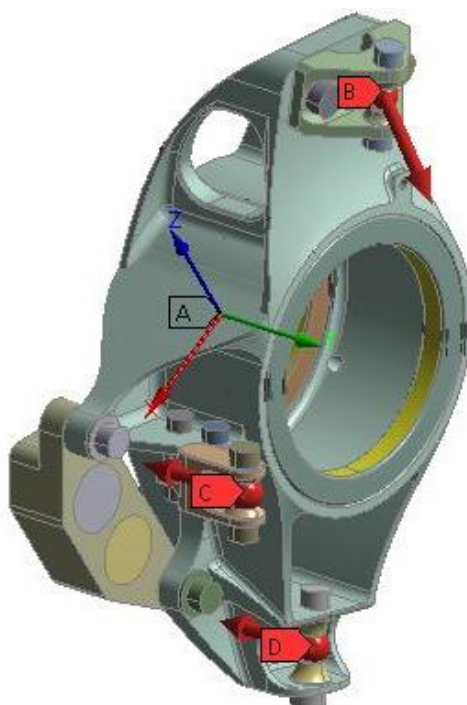
HORNÍ BOD (B)				BOD ŘÍZENÍ (C)				SPODNÍ BOD (D)			
F [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	F [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	F [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]
1980,6	1445,8	-410,8	-1289,8	1000	-151,9	-983,8	95	4044,2	-3921,1	924,6	-354,0

Kombinace brždění a zatočení:

HORNÍ BOD (B)				BOD ŘÍZENÍ (C)				SPODNÍ BOD (D)			
F [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	F [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	F [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]
2860	1732,8	1144,0	-1966,8	1200	-182,3	-1180,6	114,0	5608,8	-4641,9	-3132,4	-315,9

Přejezd přes nerovnost (Bump):

HORNÍ BOD (B)				BOD ŘÍZENÍ (C)				SPODNÍ BOD (D)			
F [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	F [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]	F [N]	Fx [N]	Fy [N]	Fz [N]
3377,2	-213,9	-1257,3	-3127,1	100	15,2	98,4	-9,5	1174,5	173,8	1161,5	-13,7



Obr. 28 Znáznornění sil působících od nápravy - Zatáčka

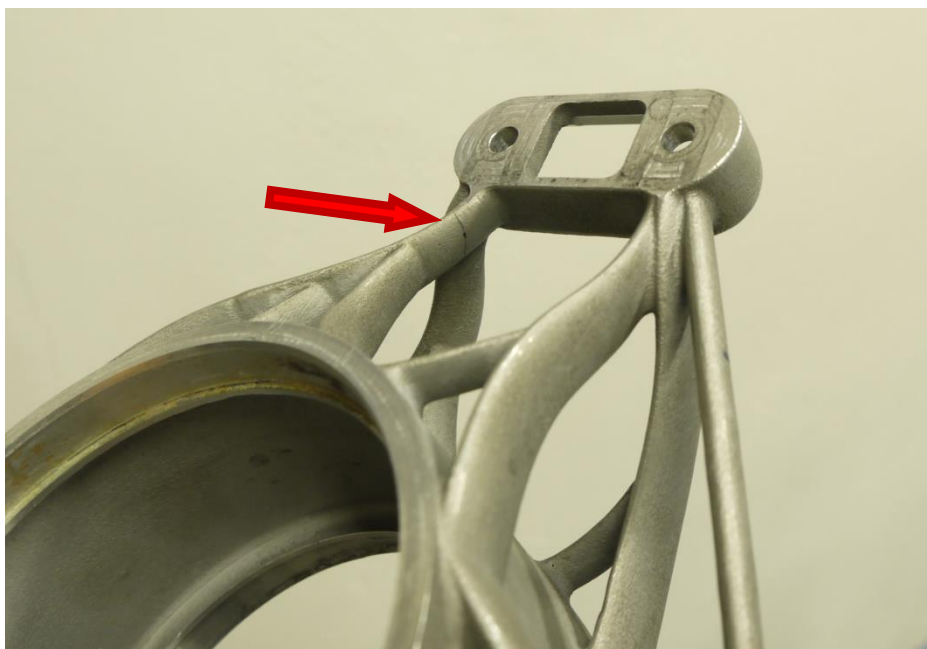
6 MODEL PRO MKP ANALÝZU

Až do minulé sezóny tým používal pouze těhlice vyrobené frézováním. V loňském roce jsme dostali nabídku od společnosti SLM Solutions na 3D tisk z nového hliníkového prášku používaného i v letectví. Slitina AlMgSc se zdála jako dobrá volba z hlediska nízké hustoty a vysoké pevnosti oproti jiným produktům. Tým se tehdy rozhodl přední i zadní těhlice vyrobit aditivní metodou s podporou topologické optimalizace. Výsledkem byla zadní těhlice o stejné hmotnosti ale o 30% tužší a přední těhlice stejně tuhá jako přecházející rok, avšak o 30% lehčí. Viz obr. 10. Při výrobě se však projevíly nevýhody této metody. Těhlice je velká tak akorát aby se vešla do 3D tiskárny a protože jsme u sponzorské firmy APWORKS nebyli platicím zákazníkem, museli jsme počkat, až se uvolní místo ve strojích. Z toho důvodu nám byly těhlice dodány až za několik měsíců. Následně se museli oskenovat kvůli přesným rozměrům. Teprve na základě 3D skenu byly vyrobeny přípravky na obrábění funkčních ploch. V tu chvíli byla zjištěna další nevýhoda tohoto materiálu a to je špatná obrobiteľnosť. Z toho důvodu obrobení všech 4 těhlic trvalo déle než měsíc.

Další nevýhodou zvoleného materiálu je mez kluzu (450 MPa) blízká mezi pevnosti (490 MPa), materiál je tedy velmi křehký.

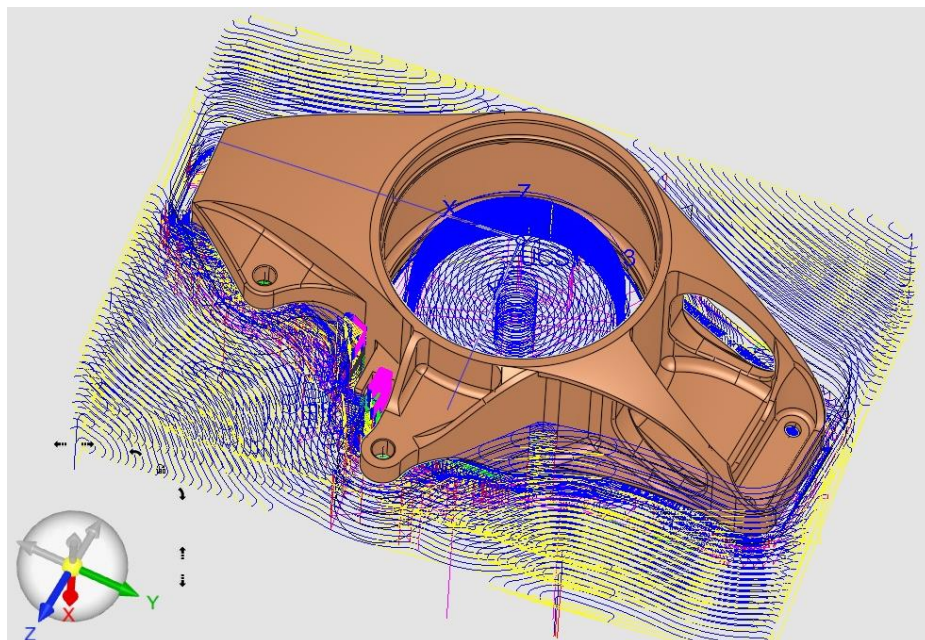
I přes velkou časovou náročnost se zdálo, že výhoda topologické optimalizace a aditivní metoda výroby je cesta, kterou se budou těhlice ubírat i v dalších sezónách. Během testování se však na přední těhlici objevila trhlinka. Zjistilo se, že trhlinka vznikla v koncentrátoru napětí během stavu brždění, kdy je v tomto místě napětí nejvyšší. Stejná prasklina byla objevena i na druhé těhlici. Obě pak byly po zbytek sezóny nahrazeny frézovanou variantou, která byla pro tento případ připravena.

Naproti tomu zadní 3D tištěné těhlice vydržely bez závady celou sezónu. Z toho jsme usoudili, že se jednalo patrně o chybu v návrhu.



Obr. 29 Prasklina na přední těhlici – Dragon 8

Pro novou sezónu jsem se rozhodl navrhnout těhlici vyrobenou obráběním. Jako materiál jsem zvolil hliník EN AW 7075. Hlavním důvodem je jednoduchost výroby, kdy odpadnou další technologické procesy, a malá časová náročnost. Letos nám byl společností R-PRO poskytnut jejich software a školení na programování CNC strojů a proto jsme byli schopni programovat obrábění sami, čímž se ušetřil čas i finance.



Obr. 30 Grafické prostředí programu Cimatron

Aby se však nejednalo o krok zpět, co se týče parametrů těhlic, rozhodl jsem se, že už od začátku také využiji topologické optimalizace tvaru.

6.1 TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE

Podstatou topologické optimalizace je numerický výpočet lokálních extrémů součástí. Pomocí iterací pak tato metoda odebrává materiál tam, kde není potřeba, dokud nesplní zadané kritéria. Ty mohou být zaměřena např. na hmotnost, tuhost nebo napětí součástí. Podstatou topologické optimalizace a jejími výhodami, či nevýhodami se přede mnou zabývalo již množství prací, proto se ve své práci nebudu metodou zabývat více do hloubky.

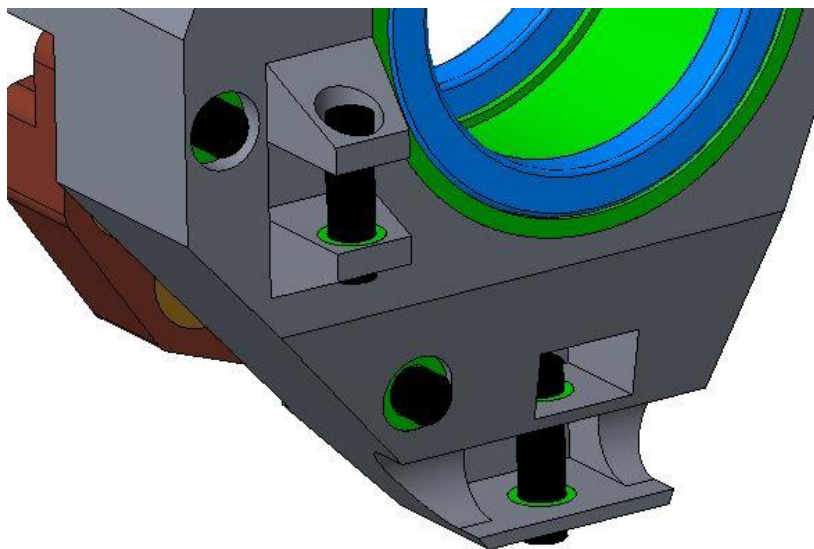
Díky spolupráci s firmou SVS FEM se nám podařilo získat licence na ANSYS 19.1, ve kterém jsem prováděl veškeré výpočty. Zároveň nám firma poskytla i množství cenných rad a upozornila na některá úskalí programu. Velkou výhodou tohoto programu je, že umí spočítat i topologickou optimalizaci na dobré úrovni, nebyl tedy potřeba žádný další software.

6.1.1 VSTUPNÍ GEOMETRIE

Pro optimalizaci musel být vytvořen nový zjednodušený model. Ten byl vytvořen v programu Creo 3.0, stejně jako všechny komponenty na vozidle. Aby se neprodložovala už tak dlouhá doba výpočtu, měl by být model co nejmenší a nejjednodušší. Model proto obsahuje zjednodušený model těhlice pro optimalizaci a geometricky jednodušší náhrady za ložiska, spojovací materiál a brzdový třmen. Sestava by neměla obsahovat žádné komponenty navíc, které se netýkají přímo optimalizované součásti. Zároveň není vhodné nahrazovat jednotlivé komponenty vazbami. Vazby se nechovají jako pružná tělesa a podpory v takových místech

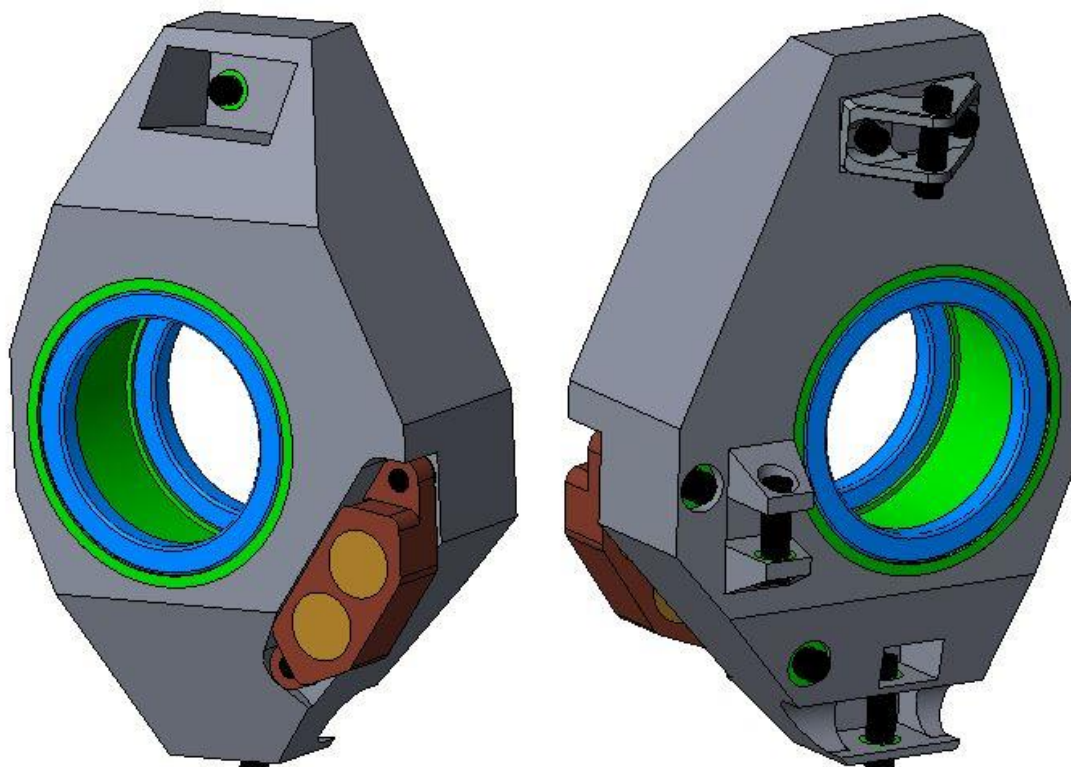
by nebyly dostatečné. Ideálně by měl být díl pro optimalizaci zavazben pomocí kontaktů k dalším deformovatelným objektům.

Dále z důvodu přesného odebrání materiálu musí být těhlice rozdělena na několik částí. Pod každým šroubovým spojem, dosedací plochou, nebo ložiskem je vytvořena vložka (insert), která je součástí těhlice, ale v nastavení je zakázáno z nich odebírat materiál, viz obr. 31.



Obr. 31 Zeleně zvýrazněné vložky těhlice

Těhlice samotná by již neměla obsahovat materiál v místech, kde by způsobil kolize např. při propružení nebo zatočení a jak již bylo zmíněno, neměla by být ani příliš velká, neboť čím větší je objem tělesa, tím více je potřeba iterací a prodlužuje se čas výpočtu.



Obr. 32 Sestava těhlice pro topologickou optimalizaci

6.1.2 PŘÍPRAVA MODELU

Hotový model byl následně uložen ve formátu .STEP a importován do programu Ansys Workbench. Následně byl všem součástem přiřazen materiál. Hliník pro těhlici, její inserty, brzdový třmen a horní přírubu. Ocel pro ložiska a náhrady šroubů.

Pro další výpočty jsem využil dva souřadné systémy. Oba jsou umístěny ve středu kola s osou X směřující proti směru jízdy, osou Y směřující k autu a Z mířící vzhůru. Rozdíl je v tom, že jeden souřadný systém je natočen o 3° kolem osy X a následně o 35% kolem osy Y. Tento systém reprezentuje rovinu brzdového kotouče s rovinou XZ ve směru brzdového třmene. Těhlice je navržena pod úhlem 3° jakožto maximálním úhlem odklonů kol, který lze na vozidle nastavit. Menší hodnota odklonů se nastaví přidáním podložky pod horní přírubu, v simulaci však počítám s maximálním odklonem.

Dále bylo třeba nastavit kontakty. Topologická optimalizace zatím neumí pracovat s nelineárními kontakty, proto byly všechny kontaktní plochy spojeny napevno vazbou Bonded (slepeno). Souběžně s kontakty byla vygenerována síť. Ta má největší vliv na kvalitu a rychlost výpočtu, proto je třeba dbát na její správné nastavení.



Obr. 33 Síť sestavy těhlice pro topologickou optimalizaci

Všem rotačním částem byla přiřazena síť Hex-Dominant. Pro urychlení výpočtu byly ložiskům nastaveny elementy o velikosti 5 mm a brzdovému třmenu 7 mm. Velikost elementů pro ostatní tělesa byla zvolena 3 mm. Vznikla tak síť o celkovém počtu 130696 uzlů a 56491 elementů.

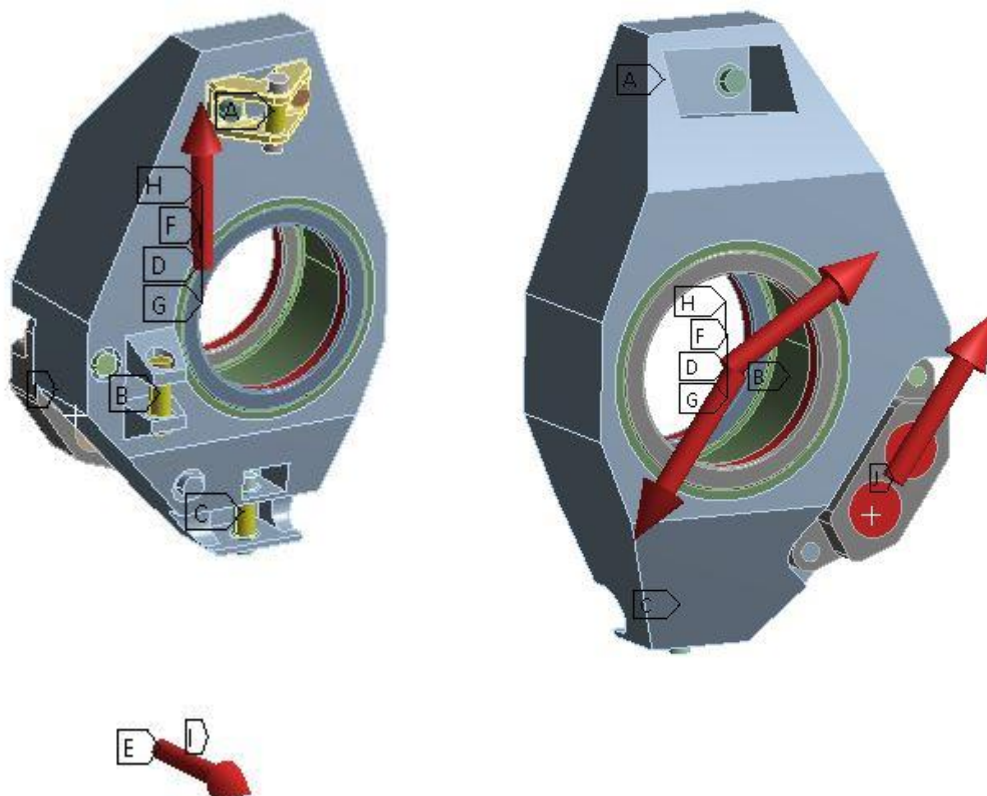
6.1.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY – ZATÍŽENÍ OD KOLA

V první simulaci se zaměřuji na zatížení od kola vozidla. Model je tedy uchycen vazbou Remote Displacement na třech bodech nápravy, kde se nacházejí sférická ložiska. Tuto vazbu jsem zvolil, protože je deformovatelná a mohu si nastavit jednotlivé složky rotace a translace nezávisle na sobě. Jak již bylo zmíněno, na přední nápravě jsou tlumiče s těhlicí spojeny systémem pull rod, který vede k hornímu bodu těhlice. Budeme předpokládat, že tento bod se nehýbe v žádném směru a může se pouze natáčet na sférickém ložisku. Spodní bod těhlice je uchycen jen v lichoběžníkovém rameni, proto jsou mu zamezeny posuvy ve směru X a Y a ponechána volnost ve svislém směru. Bod řízení je uchycen pouze řídicí tyčí, proto je mu zamezen jen posuv ve směru Y.

Jako působíště síly jsem zvolil vnitřní plochy ložisek, kde se dotýkají náboje a použil zatížení Remote Force, které mi umožní zvolit si působíště pomocí souřadnic.

Tab. 5 Stupně volnosti pro body uchycení těhlice

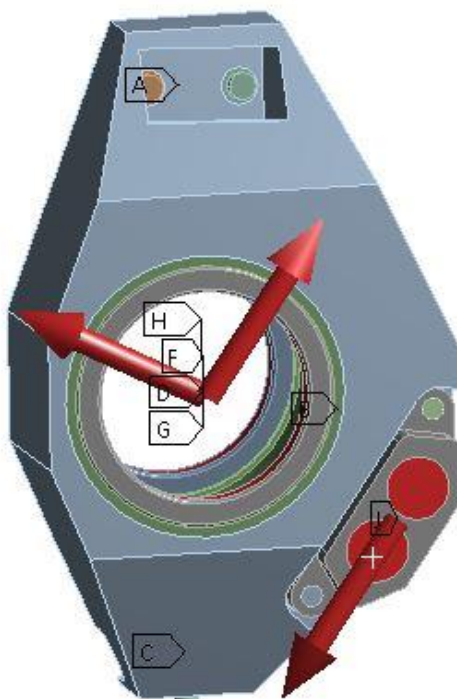
	Horní bod (A)	Bod řízení (B)	Spodní bod (C)
Posuv X	0	Free	0
Posuv Y	0	0	0
Posuv Z	0	Free	Free
Rotace kolem X	Free	Free	Free
Rotace kolem Y	Free	Free	Free
Rotace kolem Z	Free	Free	Free



Obr. 34 Zatížení od průjezdu zatáčkou (vlevo); zatížení od brždění (vpravo)



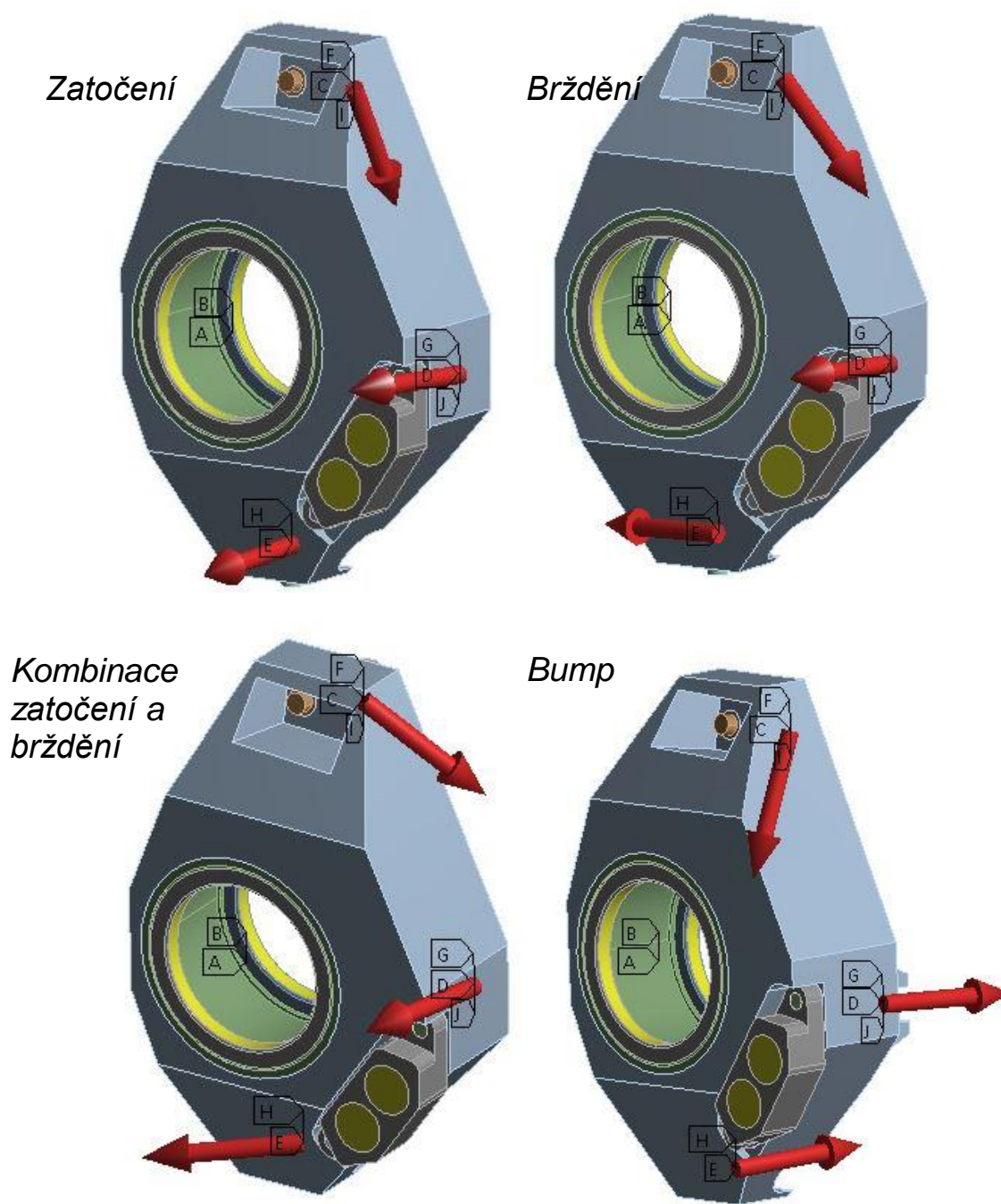
Obr. 35 Zatížení od kombinace brzd a zatačení (vlevo); Zatížení od Bumpu (vpravo)



Obr. 36 Zatížení od brždění v opačném směru

6.1.4 OKRAJOVÉ PODMÍNKY – ZATÍŽENÍ OD NÁPRAVY VOZIDLA

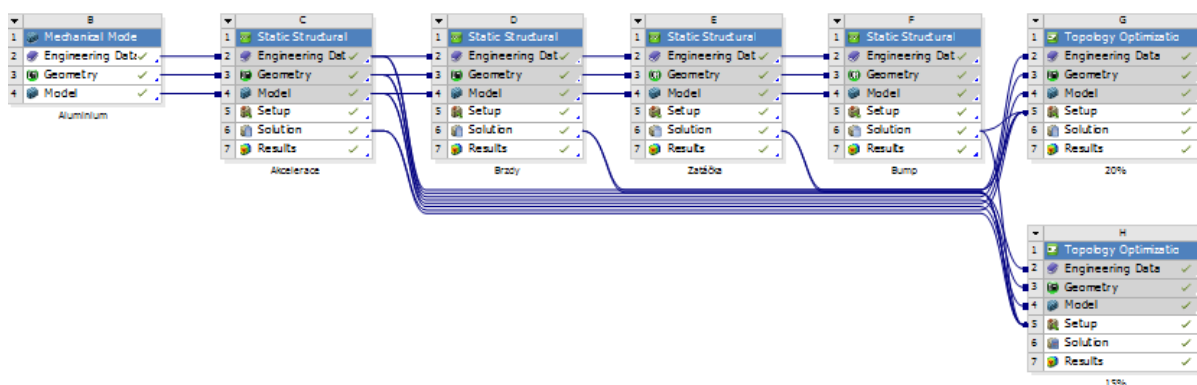
Ve druhé simulaci se zaměřuji na zatížení od nápravy. Nastavení okrajových podmínek je tentokrát jednodušší. Sestava je zavazbena proti pohybu pouze v místě ložisek náboje a to ve všech směrech. V místě hlavních ložisek je zamezeno i natočení kolem osy Z a X. Abych simuloval zatížení brzdového třmene, použil jsem v jeho místě opět vazbu Remote Displacement s působišťem ve středu kola, ovšem zamezil jsem jen rotaci okolo osy Y. Vazbu Remote Displacement jsem zvolil z toho důvodu, že je oproti vazbě Fixed Support deformovatelná. Zátěžné síly zadávám pomocí Remote Force do středů sférických ložisek. Přesné hodnoty jsou uvedeny v předchozí kapitole.



Obr. 37 Zatížení od prvků nápravy

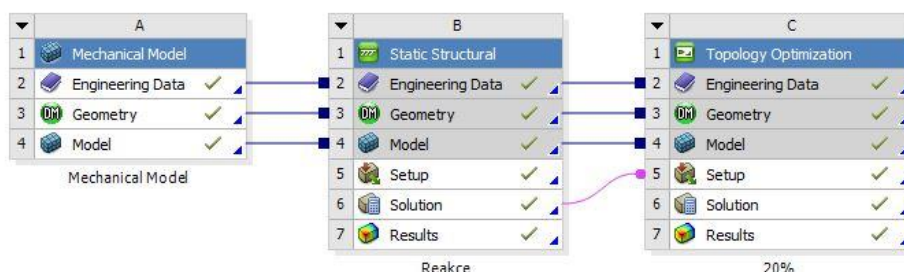
6.1.5 NASTAVENÍ OPTIMALIZACE

Aby byly v optimalizaci zahrnuty všechny předchozí stavy, máme na výběr dvě možnosti. První je nastavit pro každý zátěžný stav svoji úlohu. Řešič nejdříve spočítá první, pak pokračuje dál a výsledky mezi sebou kombinuje, až vypočítá jeden finální. Tato metoda nám dovolí přiřadit jednotlivým jízdním stavům různou váhu, avšak na výsledek simulace to má velmi malý vliv. Sestavení takovéto simulace je vidět na obr. 38.

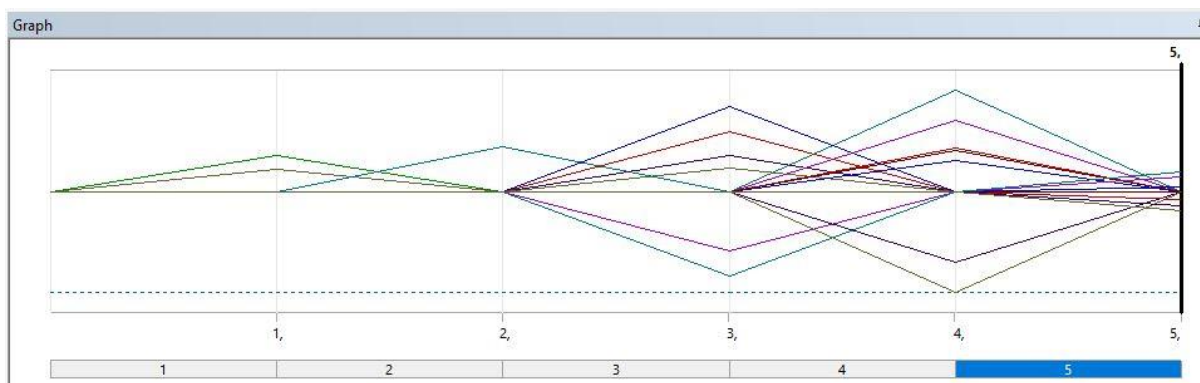


Obr. 38 Schéma jízdních stavů v několika úlohách

Druhá možnost je všechny jízdní stavy spočítat v jedné úloze s tím, že každý se odehrává jindy na časové ose. Je důležité, aby žádné dva neprobíhaly zároveň. U této metody si nelze zvolit váhu jednotlivých jízdních stavů, avšak výsledky jsou si velmi podobné s předchozí možností výpočtu. Po odborné konzultaci jsem se rozhodl využít právě tuto metodu z důvodu jejího nesporně rychlejšího výpočtu.



Obr. 39 Schéma jízdních stavů v jedné úloze



Obr. 40 Časová osa zatížení těhlice při kombinaci všech jízdních stavů v jedné úloze

6.1.6 VÝSLEDKY OPTIMALIZACÍ

U obou simulací byla zvolena možnost optimalizace hmotnosti/objemu. Požadovaný výsledný tvar měl vážit okolo 500 g což je hmotnost frézované těhlice z Dragona 8. Obě simulace dopočítaly požadovaný tvar při ponechání 18% hmotnosti.



Obr. 41 Výsledný tvar po optimalizaci zatížení od kola

Hmotnost těhlice před optimalizací – 2,93kg

Výsledná hmotnost při zatížení od kola (bez insertů) – 0,508 kg

Výsledná hmotnost při zatížení od nápravy (bez insertů) – 0,519 kg



Obr. 42 Výsledný tvar po optimalizaci zatížení od nápravy

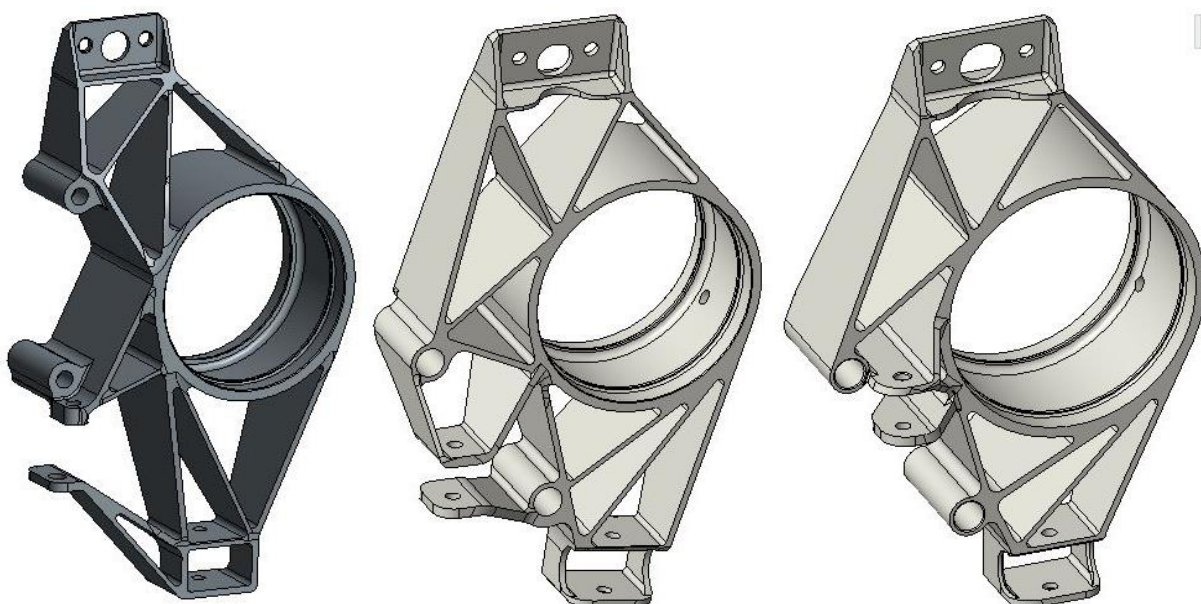
Výsledné tvary jsou si velmi podobné. To mi naznačilo, že obě metody zatěžování mohou být z hlediska napjatosti srovnatelné. Za mírně lepší výsledek považuji tvar po optimalizaci ze zatížení od nápravy vozidla, neboť dle mého názoru nabývá robustnějšího dojmu.

6.2 NÁVRH SESTAVY TĚHLICE PRO DRAGON 9

6.2.1 TĚHLICE

Výsledek optimalizace je nutné brát pouze jako vodítko pro návrh frézované těhlice, ne jako předlohu. Optimalizace pouze ukazuje, jak by mohl vypadat ideální tvar, kde jsou hlavní vlákna napětí a kde je vhodný materiál odebrat. Nicméně obě simulace ukázaly obdobný výsledek a proto jsem vygenerovaný tvar bral jako uspokojivý a přistoupil k modelování reálné komponenty. Při návrhu je však potřeba mít neustále na paměti vyrobiteľnost na obráběcím CNC stroji.

Takto optimalizovaný model jsem vyexportoval do programu Creo 3.0 jako mrtvou geometrií a zavazbil kritickými body do sestavy. Už na první pohled se optimalizovaná geometrie liší od jakéhokoli předchozího designu těhlíc našeho týmu, proto jsem při modelování postupoval zcela odlišně od svých předchůdců.



Obr. 43 Přední těhlice z minulých let; zleva: Dragon 6, Dragon 7, Dragon 8

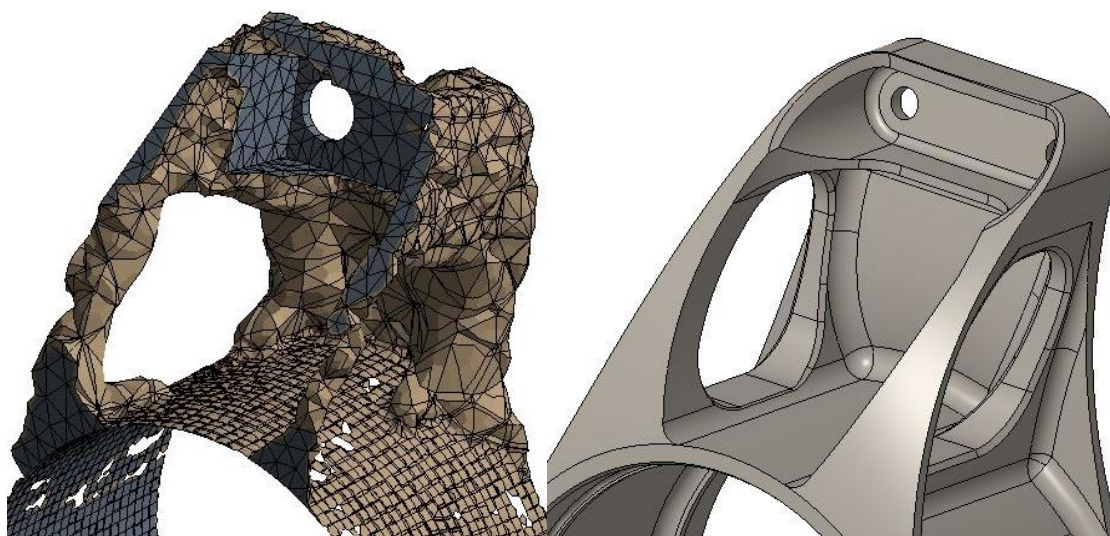
Model jsem nevytvářel pomocí přidávání a odebrání materiálu (Extrude), jako se modelovalo v přechodných letech, ale pomocí plošného modelování. Nevýhodou tohoto postupu je, že není tak intuitivní jako předchozí metoda a práce na modelu se protáhla o dobu, kdy jsem se učil s plochami zacházet. Tento postup mi ale v mnohém usnadnil práci v místech, kde např. jedna geometrie navazuje na jinou a obecně ve tvarově složitých místech. Tím, že je potřeba myslet o několik kroků dopředu jsem se také lépe vyvaroval vytvoření nevyrobiteľné geometrie.

Při návrhu jsem se snažil co nejvíce držet optimalizovaného tvaru. To se mi dařilo zejména v horní části a v oblasti brzdového třmene. Ovšem ve spodní části těhlice byla geometrie z optimalizace tak složitá, že jsem se jí dále držet nemohl a tvar navrhl s ohledem na výrobu. V následujících simulacích se ukázalo, že v těchto místech není napětí nijak vysoké a tvar lze ještě vylepšit.



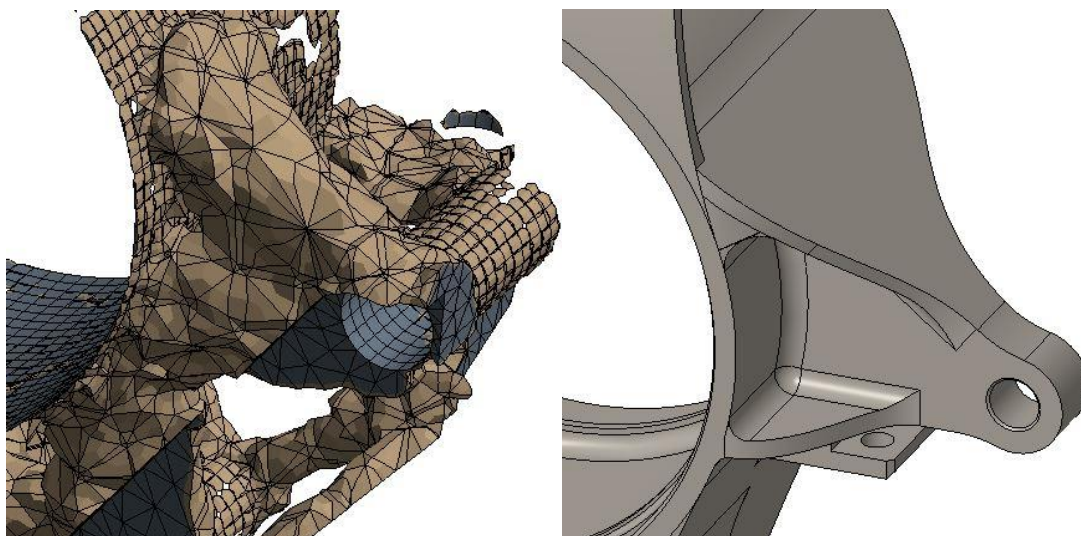
Obr. 44 Porovnání vnějšího tvaru optimalizace a finálního návrhu

Vnější tvar těhlice byl navržen tak, aby se dal vyrobit drátkováním, jako tomu bylo u předchozích generací. To by usnadnilo další obrábění, byla by to však další technologická operace a z časových důvodů už k realizaci nedošlo.



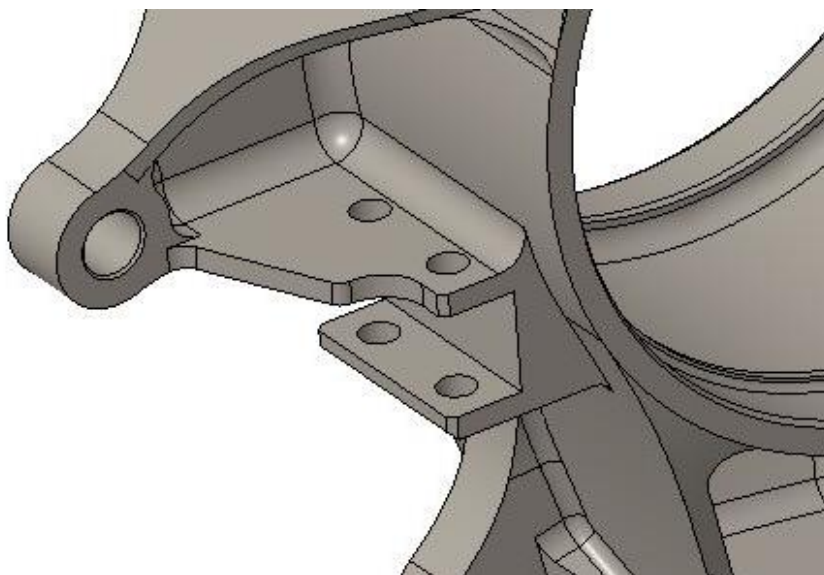
Obr. 45 Porovnání horních částí optimalizace a finálního návrhu

V horní části těhlice je na dvou šroubech přichycena příruba na změnu odklonů. V tomto místě bylo třeba nechat dostatečný prostor pro nástrčkový klíč velikosti 8 mm. Také bylo třeba dbát na velikost vnitřních rádiusů. Aby je bylo možné vyrobit, musí být velikost rádiusu alespoň 4,3 mm.



Obr. 46 Porovnání oblastí pro uchycení brzdového třmene

Oblast uchycení brzdového třmene prošla během simulací několika iteracemi. Zde je vidět finální návrh. Opět je kladen důraz na výrobitelnost a hlavně tedy na velikost vnitřních rádiusů.



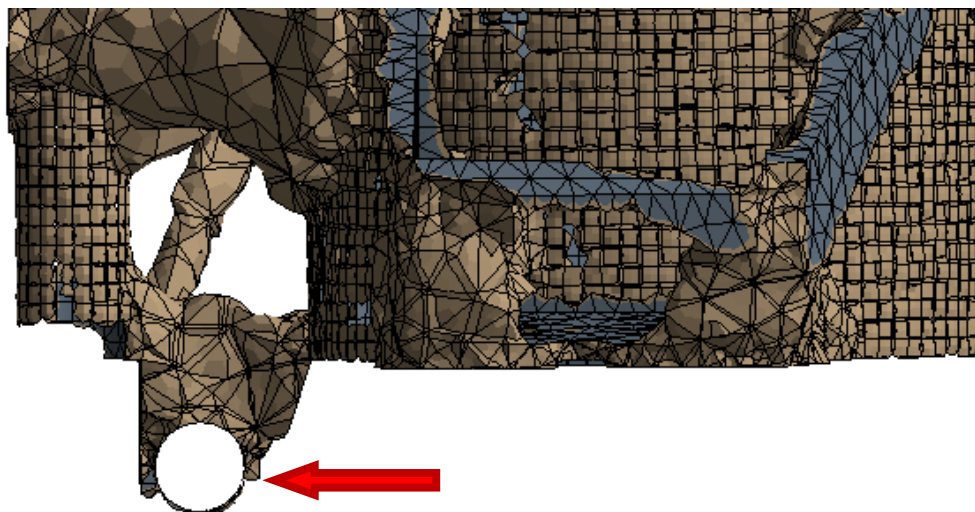
Obr. 47 Místo pro uchycení příruby řízení

Pro uchycení příruby řízení bylo nutné využít metody „Double-shear“ tedy podepření z obou stran. Pro jednoduchost výroby byla využita jedna vzpěra pro bod uchycení brzdového třmene. Během návrhu samotné příruby jsem byl nucen z této vzpěry část vykousnout. Ložiskový rod-end se ukázal jako příliš velký a musel jsem proto přírubu více „zanořit“ do těhlice.

Příruba je přichycena dvěma šrouby M5, které zároveň slouží i k uchycení karbonového náfuku na brzdový třmen.

6.2.2 PŘÍRUBA ŘÍZENÍ

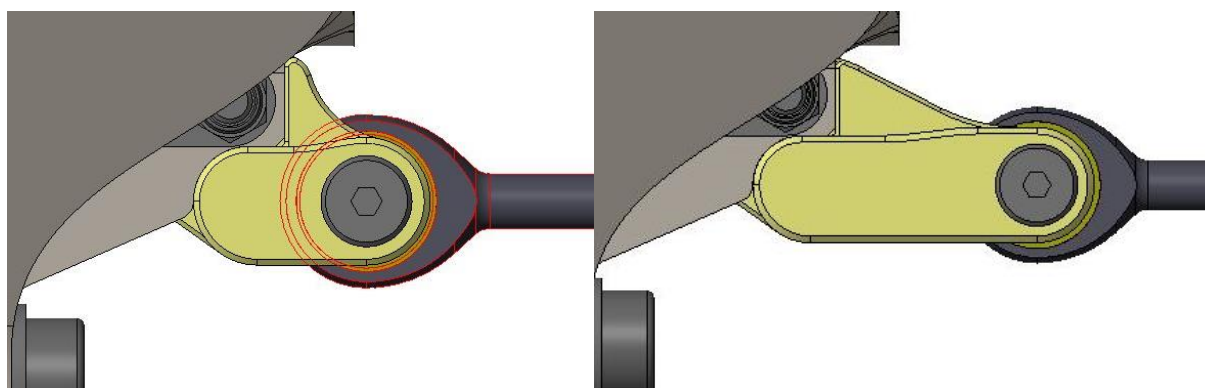
Při návrhu letošní geometrie došlo k výraznému posunu bodu pro řídicí tyč mimo tělo těhlice. V takové situaci by se návrh i výroba velmi zkomplikovala při zachování starého konceptu bodu uchycení v těle těhlice. Z toho důvodu jsem navrhl vyměnitelnou přírubu řízení. Ta nejen zjednodušila výrobu, ale umožní také optimálnější nastavení zatažení na různé disciplíny.



Obr. 48 Vysunutý bod pro řídicí tyč – pohled z vrchu

Z dat pneumatik vyplývá, že výhodnější je použití Anti-Ackermannovy geometrie ve většině situací. Změna délky přírub nám dovoluje změnit procento Ackermannovy geometrie v závislosti na rozložení závodní trati. Pro pomalé zatáčky s malým poloměrem je vhodnější delší příruba, naopak na rychlých tratích budou pneumatiky podávat lepší výkon při větší Anti-Ackermannově geometrii a tedy kratší přírubě. Obzvláště důležité je toto nastavení v disciplíně Skidpad, kdy přesně známe poloměr zatočení a i teoretickou maximální rychlost.

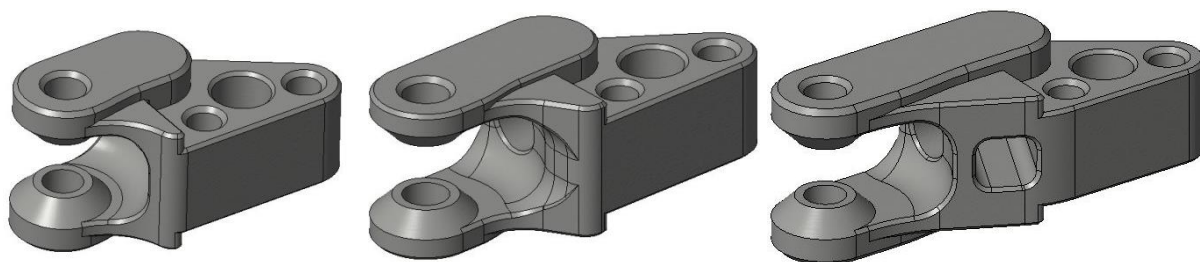
Na první pohled bylo jasné, že návrh příruby nebude lehký úkol, neboť díky velikosti ložiskového rod-endu (Obr. 49 vlevo) nebylo mezi ním a těhlicí mnoho místa. Zvolil jsem proto výrobu pomocí 3D tisku z hliníkového prášku. Toto řešení mi dovolilo nejen ulehčit si práci s návrhem, ale i přírubu výrazně odlehčit. Tisk proběhl na Ústavu Konstruování naší fakulty. Pokud tedy vyvstane během testování nutnost vyrobít přírubu jiné velikosti, lze ji vyrobit velmi rychle.



Obr. 49 Porovnání nejmenší a nejdelší příruby řízení

Aditivní metoda výroby přinesla ještě jeden bonus. Při montáži tyče řízení je možné vynechat ocelové podložky, které jsou jinak z obou stran každého sférického ložiska. Montáž je možná, protože sférické ložisko je v tomto případě vyšší, než jeho domek. Takto jsou tyto distanční „nálitky“ součástí těla příruby.

Během simulací bylo ověřeno, že v místě tohoto osazení neroste redukované napětí nad mez kluzu hliníku, tudíž by nemělo dojít k otlacení.



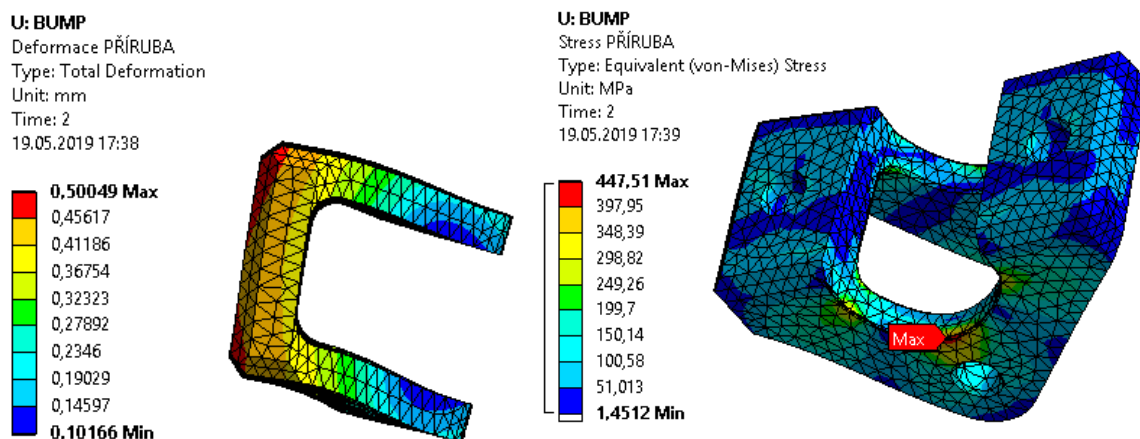
Obr. 50 Finální návrh všech dílek přírub řízení

Aby se výroba dále zjednodušila, byly příruby navrženy jako oboustranné, tudíž není rozdíl mezi přírubou na levé a pravé straně auta.

6.2.3 HORNÍ PŘÍRUBA PRO ZMĚNU ODKLONU

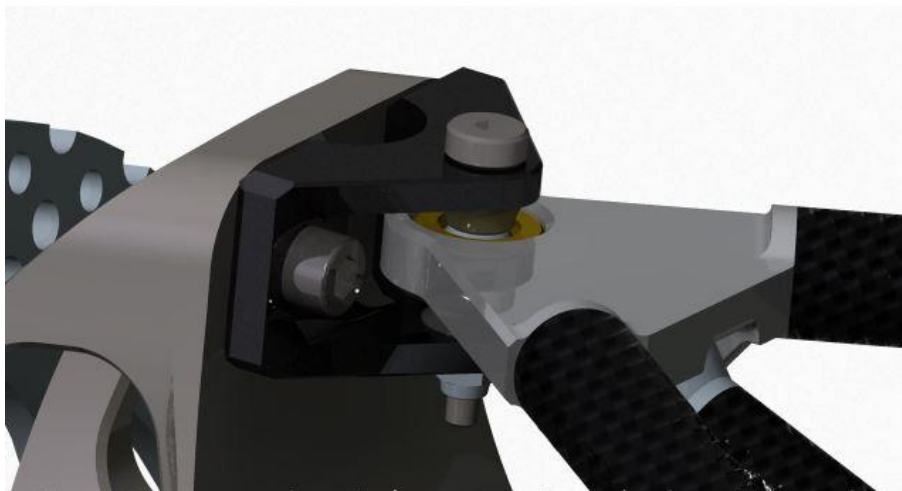
V plánu bylo letos používat horní přírubu identickou jako minulé sezóny vzhledem k tomu, že si ji vyrábíme sami na našem obráběcím centru a je k ní již hotový program. V průběhu simulací se však jasně ukázalo, že příruba je nejslabším článkem celé sestavy těhlice. To se týká jak redukovaného napětí, tak tuhosti.

Příruba je vyrobená z hliníku EN AW 7075 stejně jako těhlice. Ukázalo se, že díky svému tvaru se prohýbá při Bumpu ve svislém směru o nezanedbatelných 0,50 mm a redukované napětí stoupá až na mez kluzu materiálu. Je to však na ostré hraně a nelze tak tuto hodnotu brát jako dostatečně vypovídající. Vzhledem k tomu, že samotná těhlice se při tomto jízdním stavu deformuje o dvě třetiny méně, přistoupil jsem k úpravě příruby.



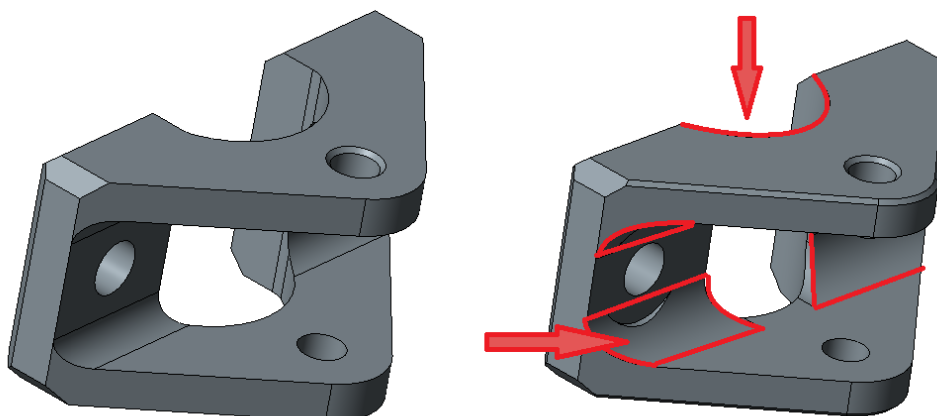
Obr. 51 Horní příruba těhlice před úpravou; Deformace (vlevo), redukované napětí (vpravo)

Úprava tvaru příruby se ukázala jako komplikovaná, neboť se celá sestava při zatáčení otáčí okolo středu příruby a po stranách tak není mnoho místa, kde by se dalo eventuálně umístit žebro, nebo vyztužení.



Obr. 52 Uložení příruby v sestavě podvozku

Má úprava tedy spočívala ve zvětšení vnitřního zaoblení na co nejvyšší míru, aniž by došlo ke kolizi s hliníkovým insertem ramen a to v celém rozsahu propružení. Dále jsem zmenšil odlehčovací otvor a zvětšil jeho rádius, aby zde nedocházelo k tak vysokému nárůstu napětí. Tomu napomohlo i sražení vnějších hran.



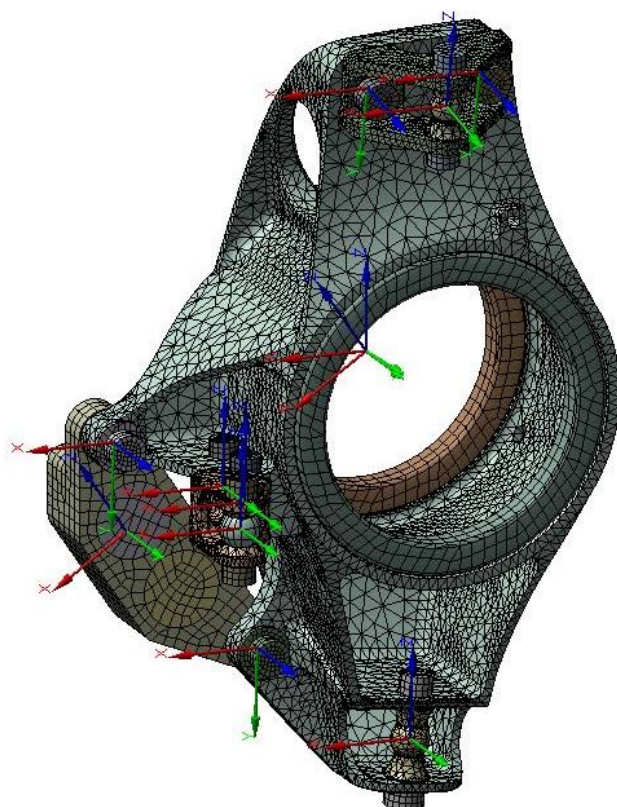
Obr. 53 Úpravy na přírubě pro Dragon 9

7 MKP ANALÝZA

Po vytvoření modelů tří nových dílů je potřeba celou sestavu opět zatížit, abych si ověřil správnost návrhu. Pro MKP analýzu musela být opět vytvořena sestava s náhradami šroubů, ložisek a brzdového třmene. Ta byla ve formátu .STEP importována opět do programu Ansys Workbench. Všem dílům byl dále přiřazen příslušný materiál – hliník těhlici, přírubě řízení i přírubě na odklony. Ložiskům a náhradám šroubů a podložek byla přiřazena ocel. V dalším kroku byly vytvořeny nové souřadné systémy. Každý šroub nyní musí mít vlastní souřadný systém s osou Z ve směru šroubu, aby bylo možno využít zatížení „Bolt Pretension“. Toto zatížení simuluje utahání šroubů. Stejně jako u topologické optimalizace jsem vytvořil souřadný systém pro brzdový kotouč natočený o 3° oproti systému kola. Směry os X a Z byly dále natočeny o 35° aby odpovídaly orientaci brzdového třmene.

Nejdůležitější krok v přípravě simulace je však volba sítě. Na ní závisí především doba výpočtu, ale také zda se výpočet vůbec rozběhne. Bylo mi doporučeno, abych používal prvky typu hexagonal, avšak jejich aplikací na tělo těhlice se počet prvků zněkolikanásobil a výpočet neúměrně prodloužil. Proto jsem prvky typu hexagonal použil jen na pravidelné díly jako ložiska, šrouby a náhradu brzdového třmene. Na těhlici a obě příruby jsem použil prvky typu tetrahedron.

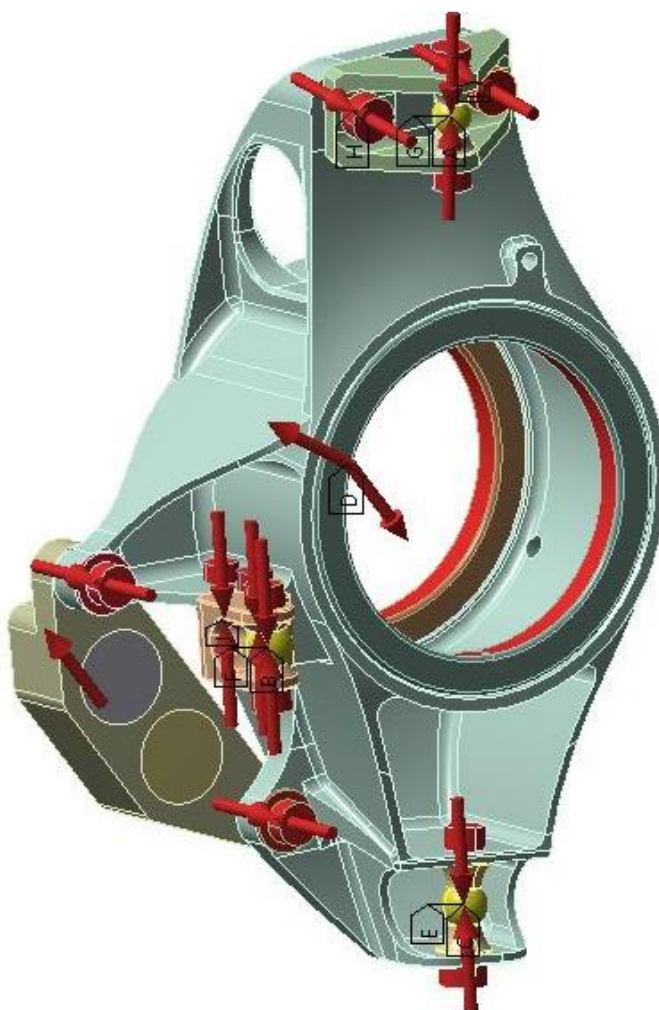
Na velikost sítě má vliv hlavně velikost jednotlivých prvků. Těhlice samotná nemá nikde příliš tenké místo, proto jsem dobrých výsledků dosáhl s velikostí prvku 3 mm. Stejná velikost byla nastavena i pro přírubu řízení. Nezajímá mě příliš, co se děje s hlavními ložisky a brzdovým třmenem, proto jsem velikost jejich prvků nastavil na 5 mm. Jednotlivým šroubům jsem přiřadil velikost 2 mm stejně jako horní přírubě, u které se v průběhu vyskytlo vysoké napětí. Vznikla tak síť o celkovém počtu 177136 uzlů a 84191 elementů, což jsem prohlásil za ucházející.



Obr. 54 Síť a souřadné systémy těhlice pro MKP analýzu

Na řadě byla volba kontaktů. Při optimalizaci jsem byl limitován použitím pouze lineárních kontaktů. Abych se ale více přiblížil realitě, využil jsem kontaktů nelineárních. Ty byly vygenerovány automaticky a poté ručně upraveny pro větší realističnost. Vazba Bonded byla ponechána hlavám a matkám šroubů, neboť se nepředpokládá, že by došlo k posuvu, stejně tak ložiskům, která jsou zalisovaná. Mezi lícovaným šroubem a sférickým ložiskem byla nastavena vazba Frictionless aby se ulehčilo výpočtu. Ve všech dalších případech byla nastavena vazba Frictional s hodnotou 0,2 což je maximální hodnota, kterou umí Ansys spočítat.

K okrajovým podmínkám simulace jsem přistoupil stejně jako při topologické optimalizaci. Při první simulaci jsem zatěžoval těhlici silou od kola. Uchycena byla ve třech bodech zavěšení. Ve druhém případě jsem zadával síly do bodů zavěšení a tehlice byla za plochy ložisek uchycena v místě středu kola. Ještě před samotným zadáváním sil bylo nutné předepnout veškeré šrouby. Časovou osu zatížení jsem vždy rozdělil na dvě části, kdy v první dojde k předpětí šroubů pomocí funkce Bolt Pretension a ve druhé dojde k samotnému zatížení těhlice. Tohle by mělo vnést větší realističnost do průběhu napětí ve všech komponentech, protože např. šrouby pro brzdový třmen se utahují momentem až 15 Nm což je asi 10500 N.



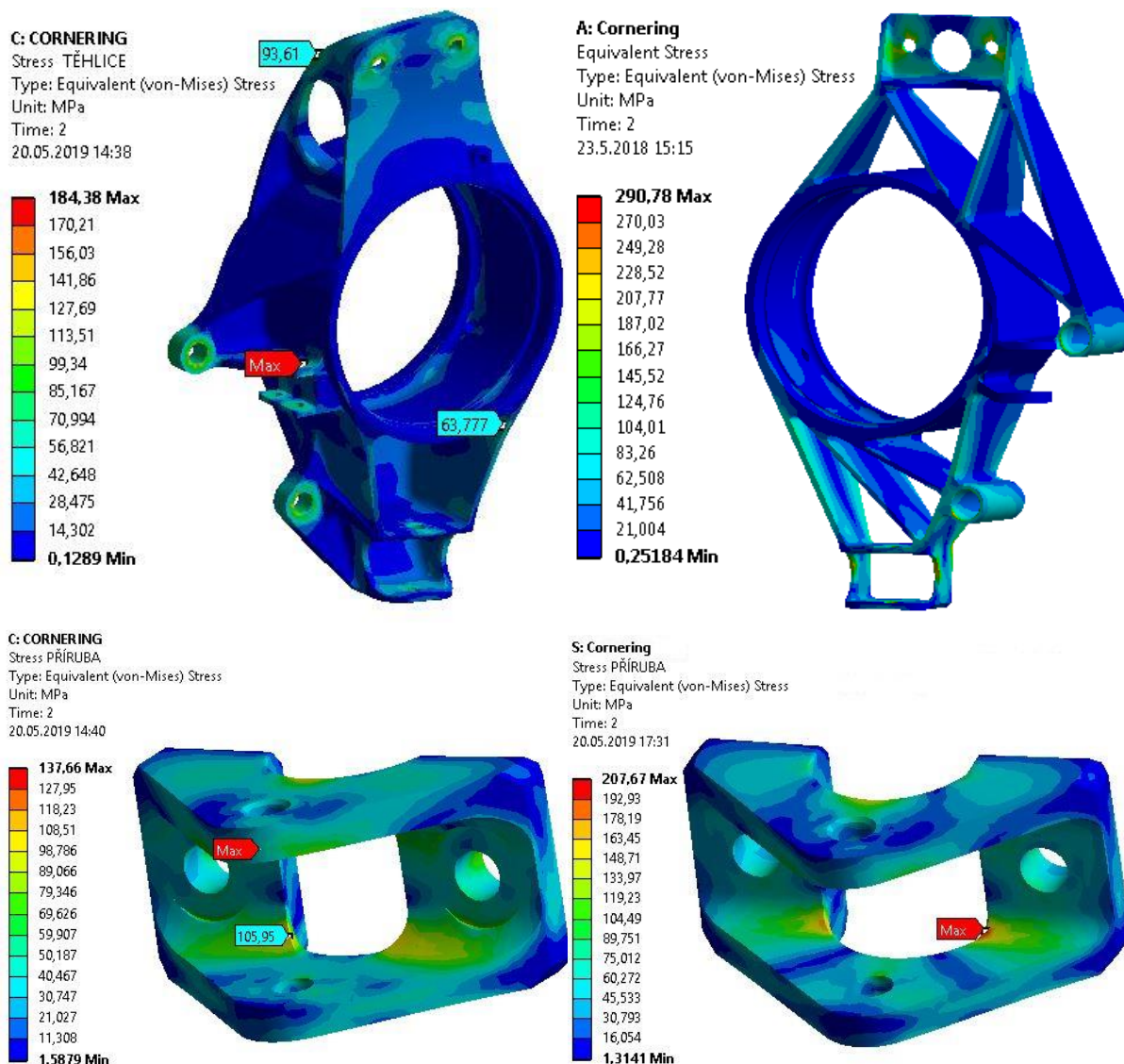
Obr. 55 Zatížení těhlice od kola – stav brždění doplněný o předpětí šroubů

7.1 MKP ANALÝZA SE ZATÍŽENÍM OD KOLA

Při této analýze došlo k zavazbení těhlice ve třech bodech vazbou Remote Displacement. Všem bodům byla povolena rotace ve všech směrech. Hornímu bodu byl zakázán posuv ve všech osách, u dolního bodu byl posuv zakázán pouze v rovině spodního ramene (rovina XY šroubu) a v bodu řízení pouze v ose Y, která směřuje ve směru řídicí tyče (asi 10° od globální osy Y. Síly byly zadávány pomocí Remote Force do středu kola, eventuálně do místa styku pneumatiky s vozovkou a středu brzdového třmene, a působily na vnitřní stranu hlavních ložisek. Zadání je tedy stejné jako při topologické optimalizace.

Zabývám se napětovou a deformační analýzou samotné těhlice a obou přírub, neboť se jedná o nové, resp. upravené komponenty. Výsledky analýz poté porovnávám s analýzou ložské frézované těhlice, abych si ověřil správnost návrhu. Jako hranici tuhosti jsem si určil 0,5 mm. Redukované napětí v analýzách dle hypotézy HMH (von Mises) porovnávám s mezí kluzu materiálu, což je 450 MPa.

7.1.1 PRŮJEZD ZATÁČKOU

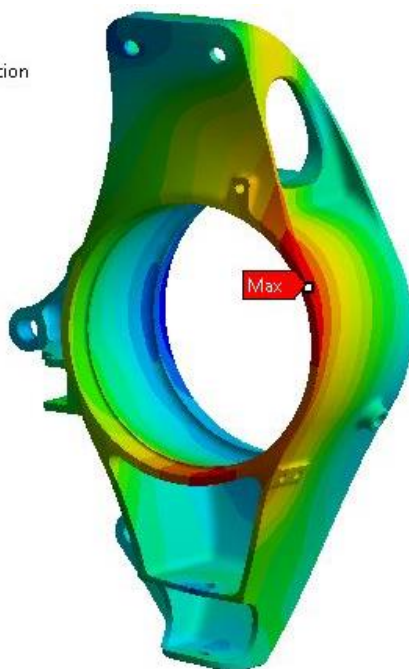


Obr. 56 Pevnostní analýza těhlice a příruby D9 (vlevo) a D8 (vpravo) - Zatáčka

Z napěťové analýzy průjezdu zatáčkou je jasně vidět pokrok oproti ložskému roku. Maximální hodnoty redukovaného napětí se vyskytují v okolí šroubů na ostré hraně, proto jim nelze plně důvěřovat. Přesto je však patrné výrazné snížení napětí zejména ve spodní části těhlice. V žádné části (vyjma již zmíněných okolí šroubů) nedosahuje redukované napětí vyšší hodnoty než 100 MPa. Také na horní přírubě došlo k poklesu napětí a to hlavně v místě koncentrátoru na vnitřní hraně.

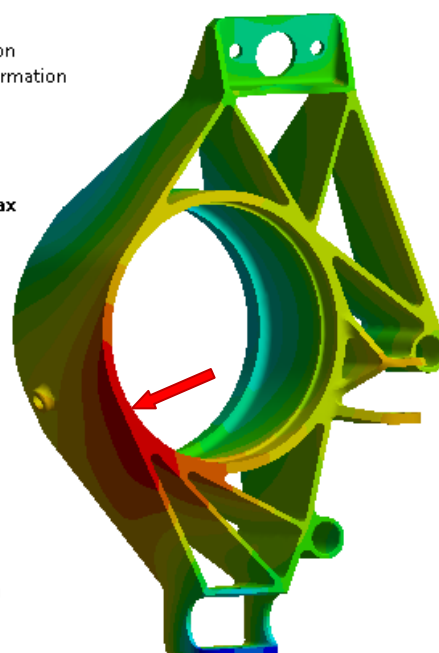
C: CORNERING
Deformace TĚHLICE
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
20.05.2019 15:14

0,24462 Max
0,23877
0,23292
0,22707
0,22122
0,21536
0,20951
0,20366
0,19781
0,19196
0,18611
0,18025
0,1744
0,16855
0,1627 Min



A: Cornering
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
23.5.2018 15:09

0,37418 Max
0,35615
0,33812
0,3201
0,30207
0,28404
0,26602
0,24799
0,22996
0,21193
0,19391
0,17588
0,15785
0,13983
0,1218 Min



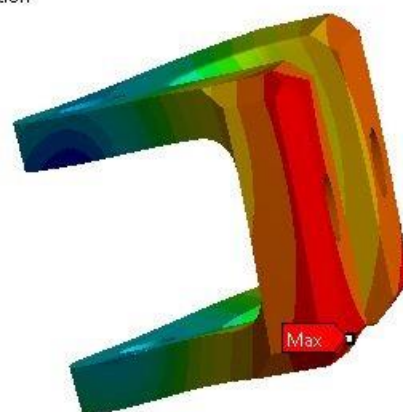
C: CORNERING
Deformace PŘÍRUBA
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
20.05.2019 15:18

0,20327 Max
0,18855
0,17383
0,15911
0,14439
0,12967
0,11495
0,10023
0,08551
0,07079
0,056069
0,041349
0,026629
0,011909 Min



S: Cornering
Deformace PŘÍRUBA
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
20.05.2019 17:33

0,21781 Max
0,20396
0,19011
0,17626
0,16241
0,14856
0,13471
0,12086
0,10701
0,093164
0,079314
0,065465
0,051615
0,037765
0,023915 Min



Obr. 57 Deformační analýza těhlice a příruby D9 (vlevo) a D8 (vpravo) - Zatáčka

Je dobré si povšimnout, že nejnižší hodnota deformace těhlice není 0, ale začíná až od 0,16mm. Za tento posuv celé těhlice může právě příruba, proto jsem se zaměřil na její úpravu. Tuhost těhlice lze tedy odhadnout pomocí rozdílu maximální a minimální hodnoty posuvu. Letos je posuv 0,08mm oproti ložskému 0,25mm což je úctyhodný nárůst tuhosti.

7.1.2 PRUDKÉ BRZDĚNÍ

D: HEAVY BRAKING

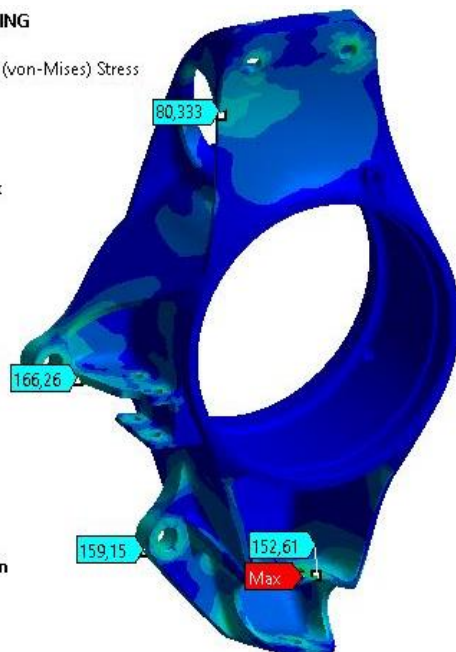
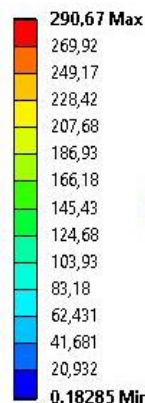
Stress TĚHLICE

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

20.05.2019 15:28

**B: Braking**

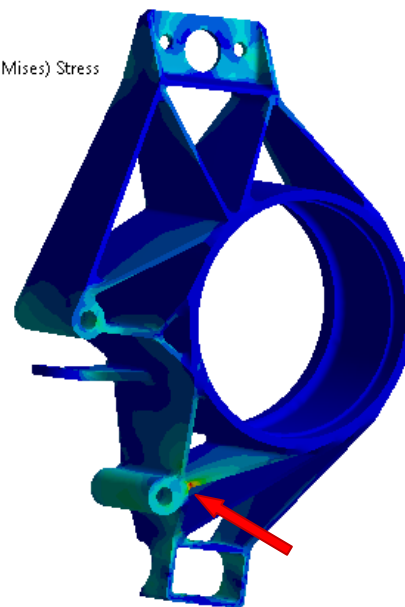
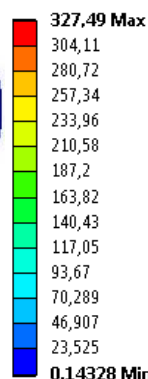
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

23.5.2018 15:15

**D: HEAVY BRAKING**

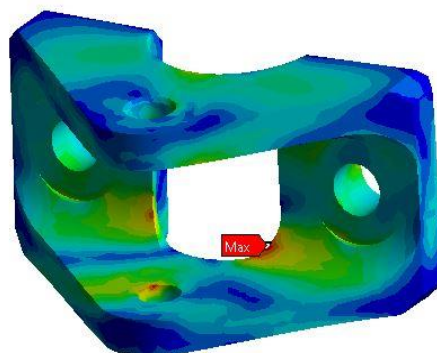
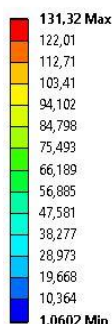
Stress PŘÍRUBA

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

20.05.2019 15:36

**T: Heavy Braking**

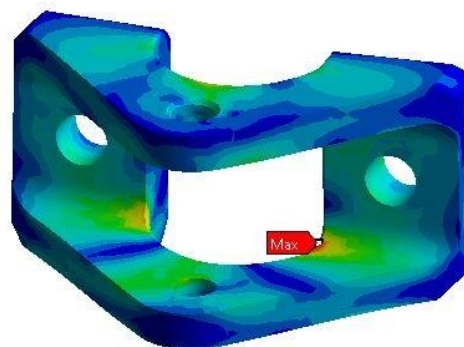
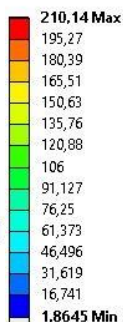
Stress PŘÍRUBA

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

20.05.2019 17:35

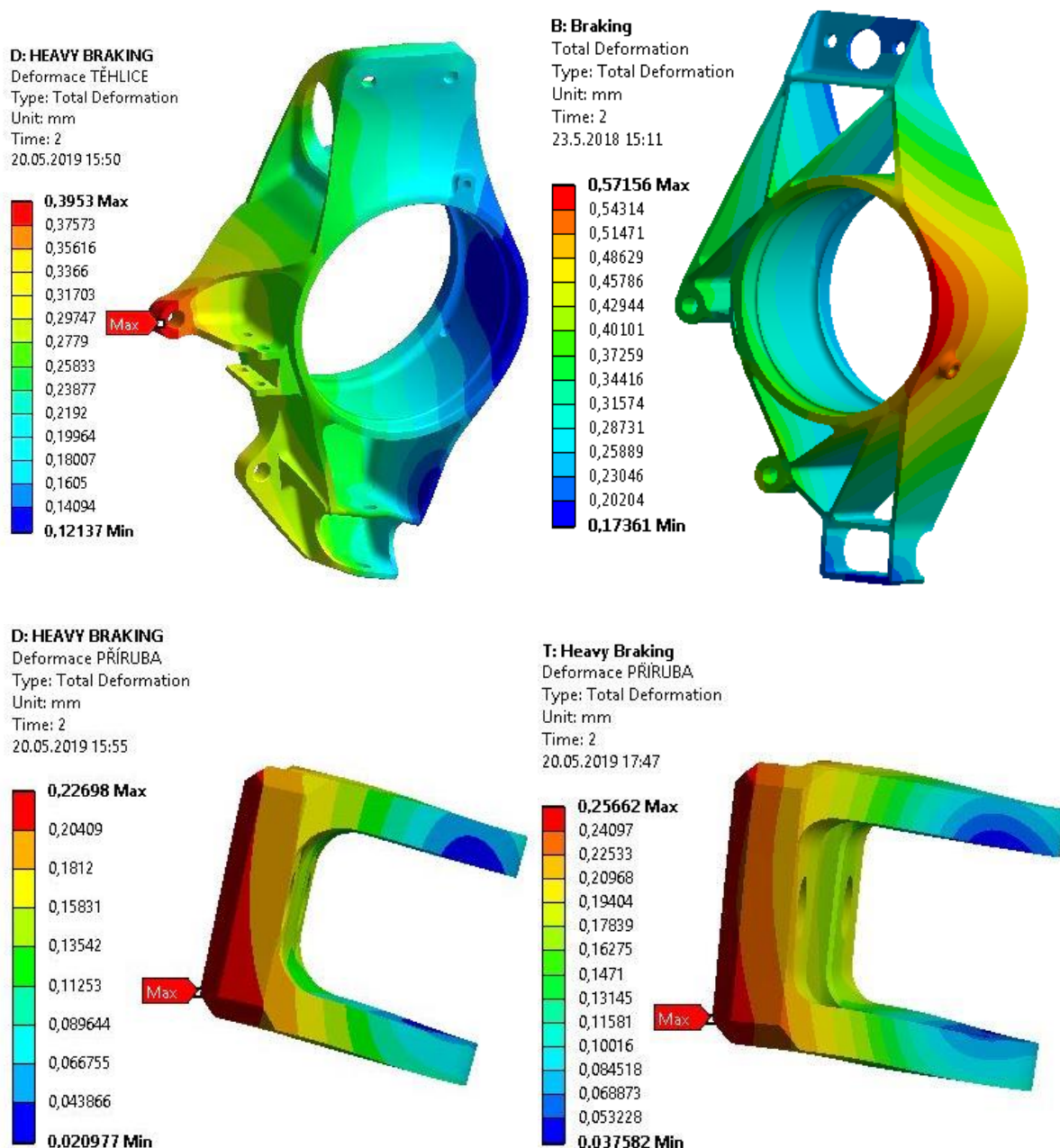


Obr. 58 Pevnostní analýza těhlice a příruby D9 (vlevo) a D8 (vpravo) - Brždění

Také při brždění došlo u těhlice k výraznému snížení redukovaného napětí. Během brždění má velký vliv síla od brzdového třmene a díky vhodnému návrhu bez koncentrátorů napětí se může lépe rozložit. U ložské těhlice lze přesně takový koncentrátor vidět. Letos se největší redukované napětí koncentruje v místě spodního šroubu, opět na ostré hraně. Z toho důvodu tuto hodnotu nelze brát vážně. S pomocí sondy jsem zjistil, že v blízkosti koncentrátoru je redukované napětí téměř poloviční a maximální napětí se tak nachází v místech úchyťů brzdového třmene.

V ložském roce se podle simulací ukázal tento stav jako nejhorší. Je to ale z velké části dáno přítomností koncentrátoru napětí v místě uchycení třmene.

V napěťové analýze příruby u tohoto stavu lze také vidět výrazný rozdíl v rozložení a velikosti redukovaného napětí oproti ložsku.

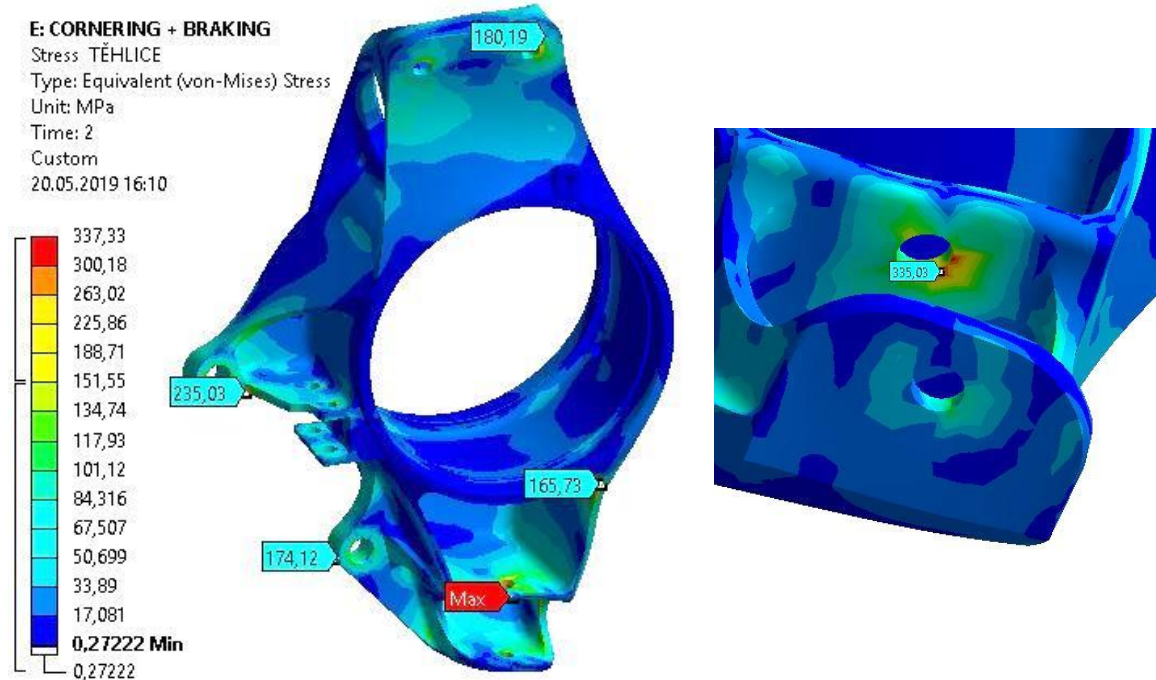


Obr. 59 Deformační analýza těhlíce a příruby D9 (vlevo) a D8 (vpravo) - Brždění

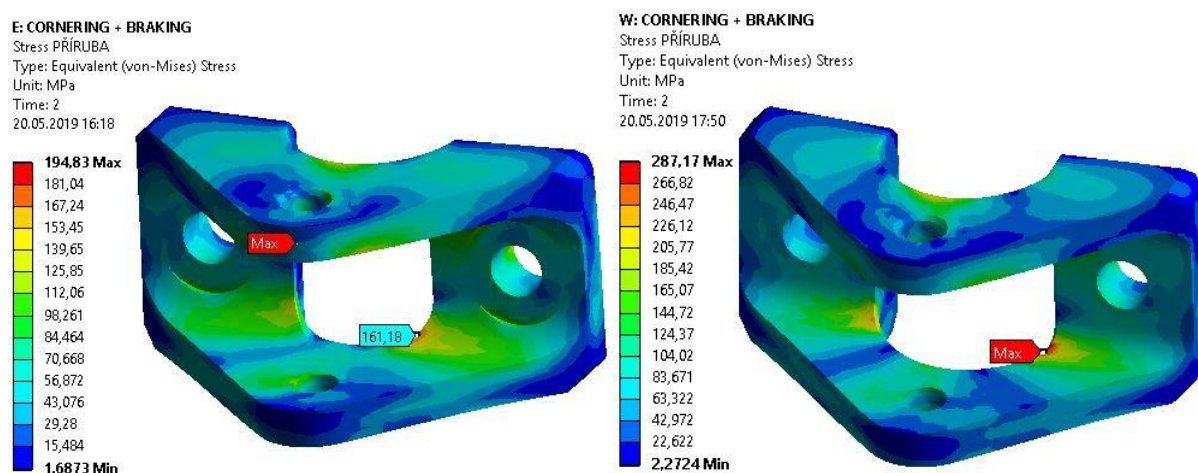
Z deformační analýzy je jasné patrné, že největší pohyb zaznamenává úchyt brzdového třmene. Ložský návrh má výchylku u brzdového třmene podobnou, asi 0,4mm avšak maximálních hodnot dosahuje díky svému tvaru na opačné straně. Letošní návrh je méně náchylný na stav brždění protože oproti ložskému obsahuje plochy ve směru brzdné síly. Obdobně jako u minulého stavu lze odhadnout tuhost na základě rozdílu hodnot posuvu. Letošní návrh vychází na 0,274 mm a ložský na 0,398 mm. Opět tedy došlo k výraznému navýšení tuhosti.

U horní příruby nárůst tuhosti nepozorujeme, neboť hlavní směr zatížení vede do strany a ne svisle.

7.1.3 KOMBINACE BRZD A ZATOČENÍ



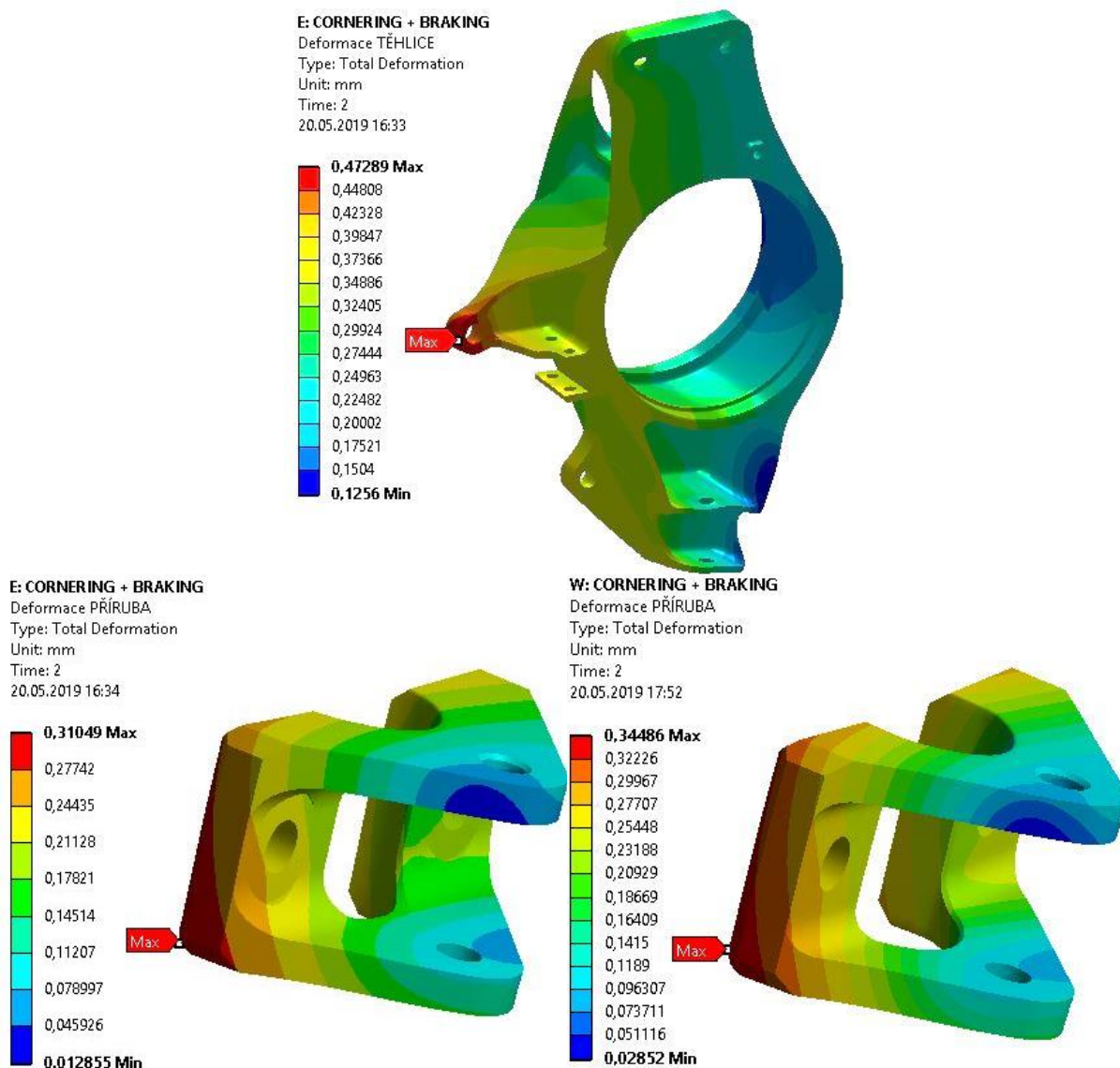
Obr. 60 Pevnostní analýza těhlice D9 (vlevo) a detail maximálního red. napětí (vpravo) – Kombinace brzd a zatočení



Obr. 61 Pevnostní analýza upravené (vlevo) a původní příruby (vpravo) – Kombinace brzd a zatočení

Ukázalo se, že kombinace stavu brždění a zatočení je z hlediska napjatosti pro těhlici vůbec ten nejhorší simulovaný. Nejvyšší redukované napětí je opět na hraně v místě spodního šroubu. V nejkritičtějších místech těhlice ale napětí nevyroste přes 235 MPa. V minulém roce se tento stav nesimuloval, proto jej nemám s čím porovnat. Jak ale ukazuje simulace, je potřeba s tímto v budoucnu počítat.

Pro přírubu není tento stav tak nebezpečný, neboť zátěžné síly (stejně jako v předchozím stavu) míří vhodným směrem, přesto je zřetelně vidět lepší rozložení napětí a nižší maximální hodnotu v koncentrátoru napětí.



Obr. 62 Deformační analýza těhlíce a příruby D9 a původní příruby (vpravo) - Kombinace brzd a zatočení

Z horního obrázku je vidět, že tuhost celé sestavy těhlíce je uspokojující, neboť se deformace pohybuje se pod hodnotou 0,5 mm i při nejhorším možném stavu. Deformace těhlíce je zde nejvíce 0,347 mm což je maximální naměřená hodnota komponenty. Opět jde o místo ukotvení brzdného třmene, neboť není, jako v loňském případě, spojeno žebrem přímo s horním bodem těhlíce.

Na deformaci horní příruby neměly úpravy ani zde výrazný vliv.

7.1.4 BUMP

B: BUMP

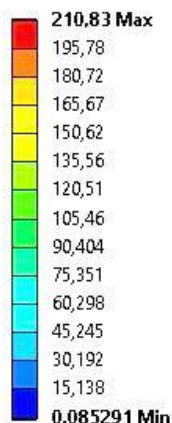
Stress TĚHLICE

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

20.05.2019 16:42

**C: Bump**

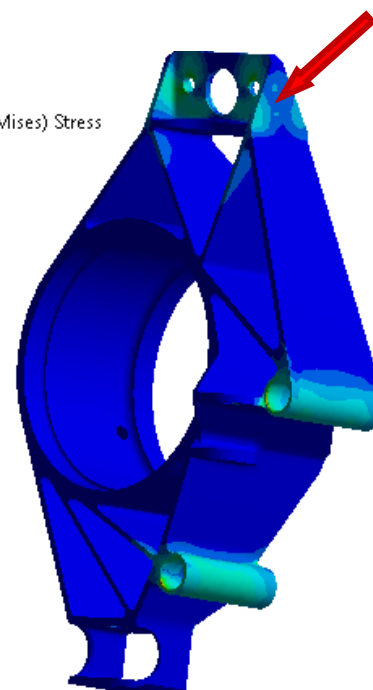
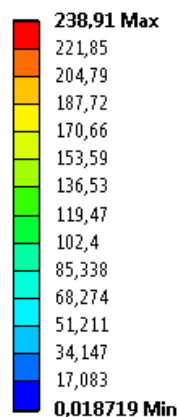
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

23.5.2018 15:17

**B: BUMP**

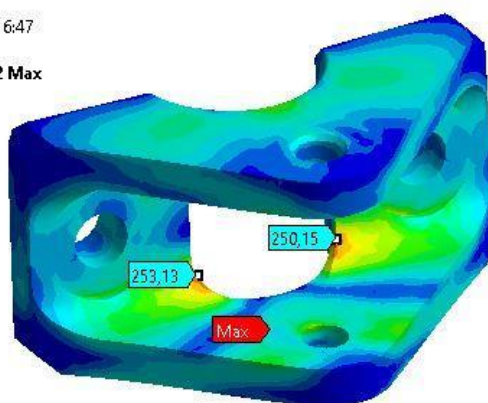
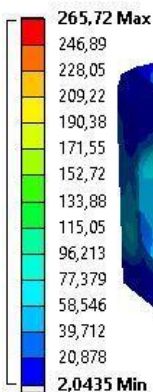
Stress PŘÍRUBA

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

20.05.2019 16:47

**Z: Reakce BUMP**

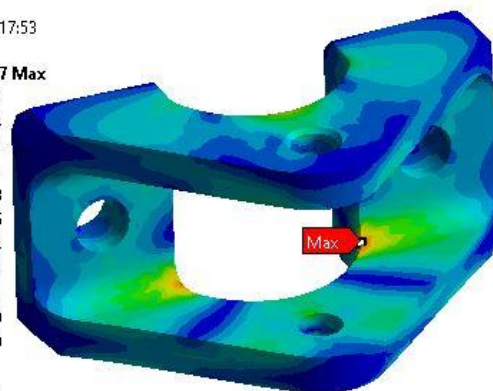
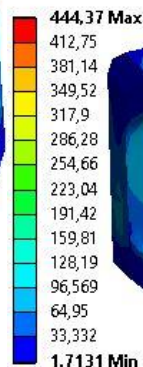
Stress PŘÍRUBA

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

20.05.2019 17:53



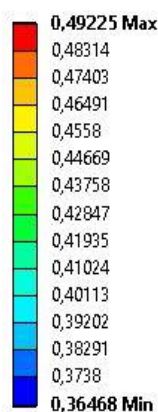
Obr. 63 Pevnostní analýza těhlíce a příruby D9 (vlevo) a D8 (vpravo) – BUMP

Přejezd přes nerovnost je stav, který namáhá hlavně horní část těhlíce, neboť zde je nepohyblivý kotevní bod, do kterého vede pull-rod. Lze si všimnout, že oba návrhy jsou srovnatelné, co se týče napětí, musíme si ale uvědomit, že loňská těhlíce byla simulována bez zatížení od aerodynamického přtlaku a zátěžná síla ta byla o 1000N nižší. V letošním návrhu je napětí rozloženo po celé horní části, zatímco v návrhu z loňska se soustředí na samém vrchu v rozích.

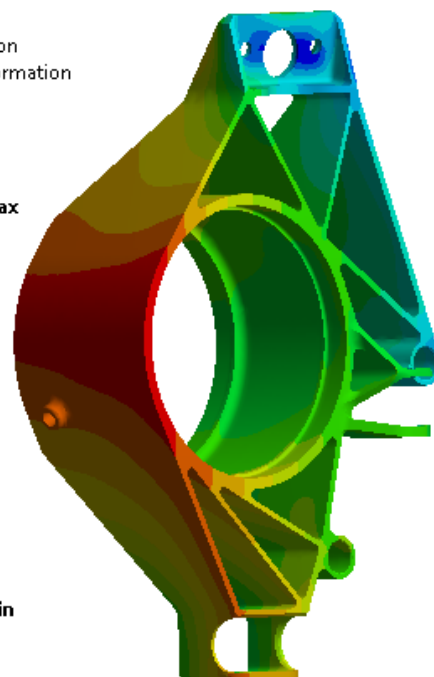
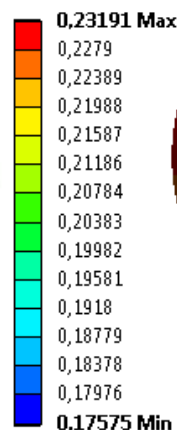
Oproti ostatním stavům se ale rapidně zvýšilo redukované napětí příruby. Přestože jde o ostré hrany, kde takové napětí hraničící s mezí kluzu pravděpodobně nenastane, byl to hlavní důvod k přepracování návrhu příruby pro letošní rok. Jak jsem psal v předcházející kapitole, došlo ke zvětšení vnitřního zaoblení a sražení ostrých hran.

B: BUMP

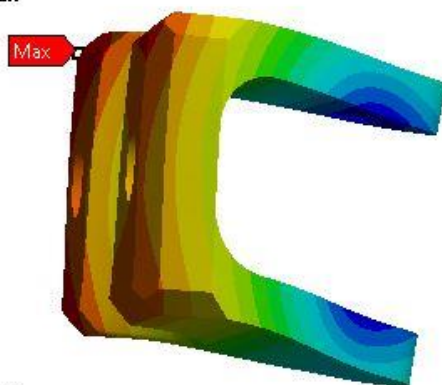
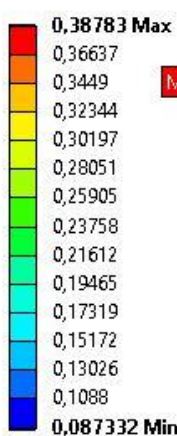
Deformace TĚHLICE
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
20.05.2019 18:54

**C: Bump**

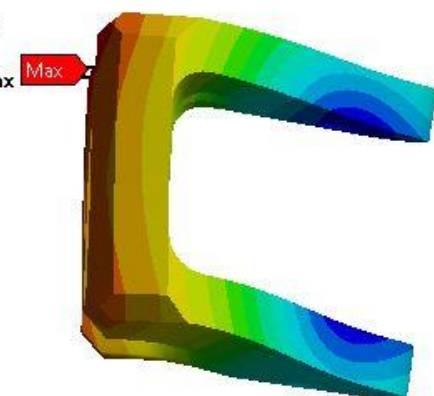
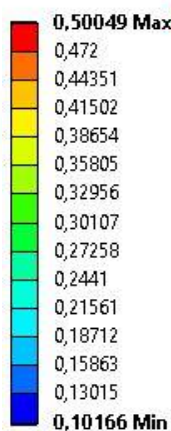
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
23.5.2018 15:12

**B: BUMP**

Deformace PŘÍRUBA
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
20.05.2019 18:49

**U: BUMP**

Deformace PŘÍRUBA
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
20.05.2019 18:38



Obr. 64 Deformační analýza těhlice a příruby D9 (vlevo) a D8 (vpravo) - BUMP

Ukázalo se, že loňský návrh těhlice je výrazně odolnější vůči přejezdu nerovností. Tuhost dosahovala dle simulace 0,056mm oproti letošním 0,127, avšak bylo počítáno s o 1kN nižším zatížením. Tato odolnost je dána širokými svislými žebry. Svou roli hraje i geometrie, neboť horní bod byl umístěn více na straně a těhlice se tak více deformuje do boku.

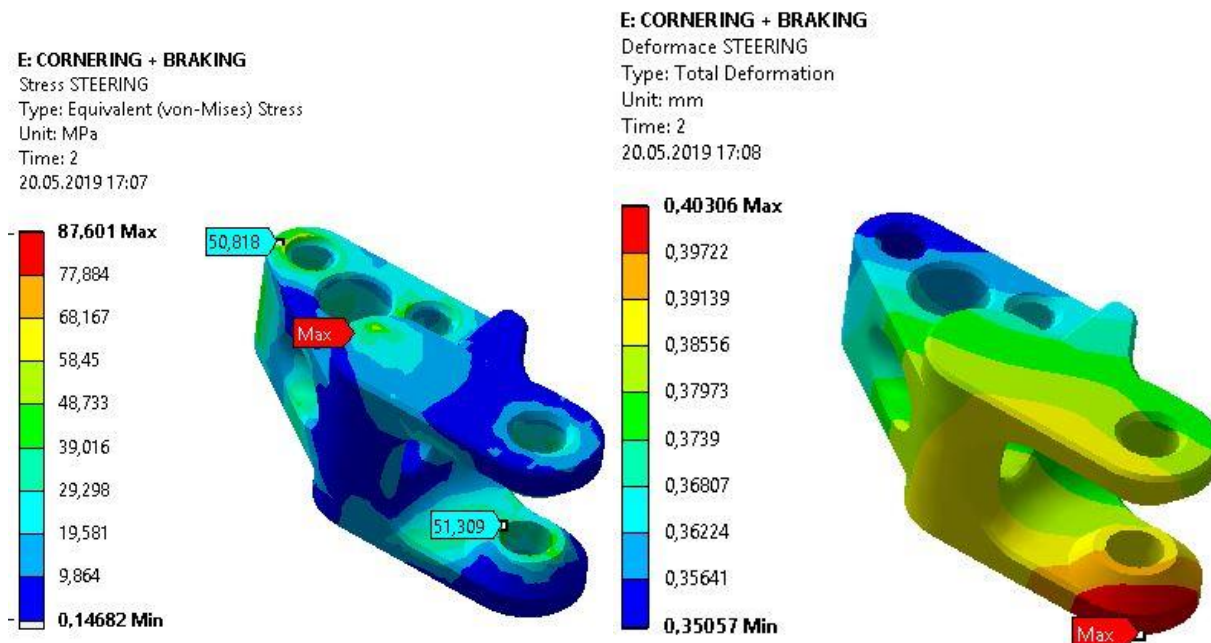
U deformační analýzy letošního modelu se může zdát, že dvě svislé vzpěry jsou nejslabším článkem návrhu, avšak červená barva je jen znamením toho, že tyto body se nejvíce posunuly oproti výchozímu souřadnému systému. Pomocí sond jsem zjistil, že v této oblasti nedochází k nárůstu napětí nad 110 MPa.

Díky svislému působení zátěžné síly se ukázala příruba jako nejslabší článek sestavy. Výše popsány úpravami se mi povedlo snížit deformace o 0,1 mm a zvýšit tak tuhost o 30%.

7.1.5 BRZDĚNÍ V OPAČNÉM SMĚRU

Jak jsem předpokládal, simulace brzdění v opačném směru vykazuje hodnoty redukovaného napětí nebo deformací tak malé, že se v žádném případě nejedná o kritický stav a tuto analýzu zde nebudu uvádět. Její výsledky a porovnání s ložským návrhem jsou uvedeny v tabulce na konci této kapitoly.

7.1.6 VÝSLEDKY ANALÝZY PŘÍRUBY ŘÍZENÍ



Obr. 65 Pevnostní (vlevo) a deformační (vpravo) analýza vyměnitelné příruby řízení D9

Pevnostní i deformační analýza příruby řízení dopadla nanejvýš uspokojivě. Protože je zatížena jen jednou silou, která míří převážně v její ose, není nijak namáhána na ohyb a největší redukované napětí vykazuje pouze v místech utažení šroubů. Maximální hodnoty vykazuje příruba v zátěžném stavu kombinace brzdění a zatáčení a to maximálně 87 MPa. Vzhledem k tomu, že mez kluzu 3D tištěného hliníku je v mém případě asi 215 MPa, jde o návrh s bezpečností vůči meznímu stavu pružnosti 2,5. Také se jeví jako přiměřeně tuhá. Z deformační analýzy lze odvodit tuhost jako rozdíl maximálního a minimálního posuvu, neboť se příruba pohybuje společně s těhlicí. Tento rozdíl činí pouze 0,05 mm. Návrh tak lze prohlásit za vhodný.

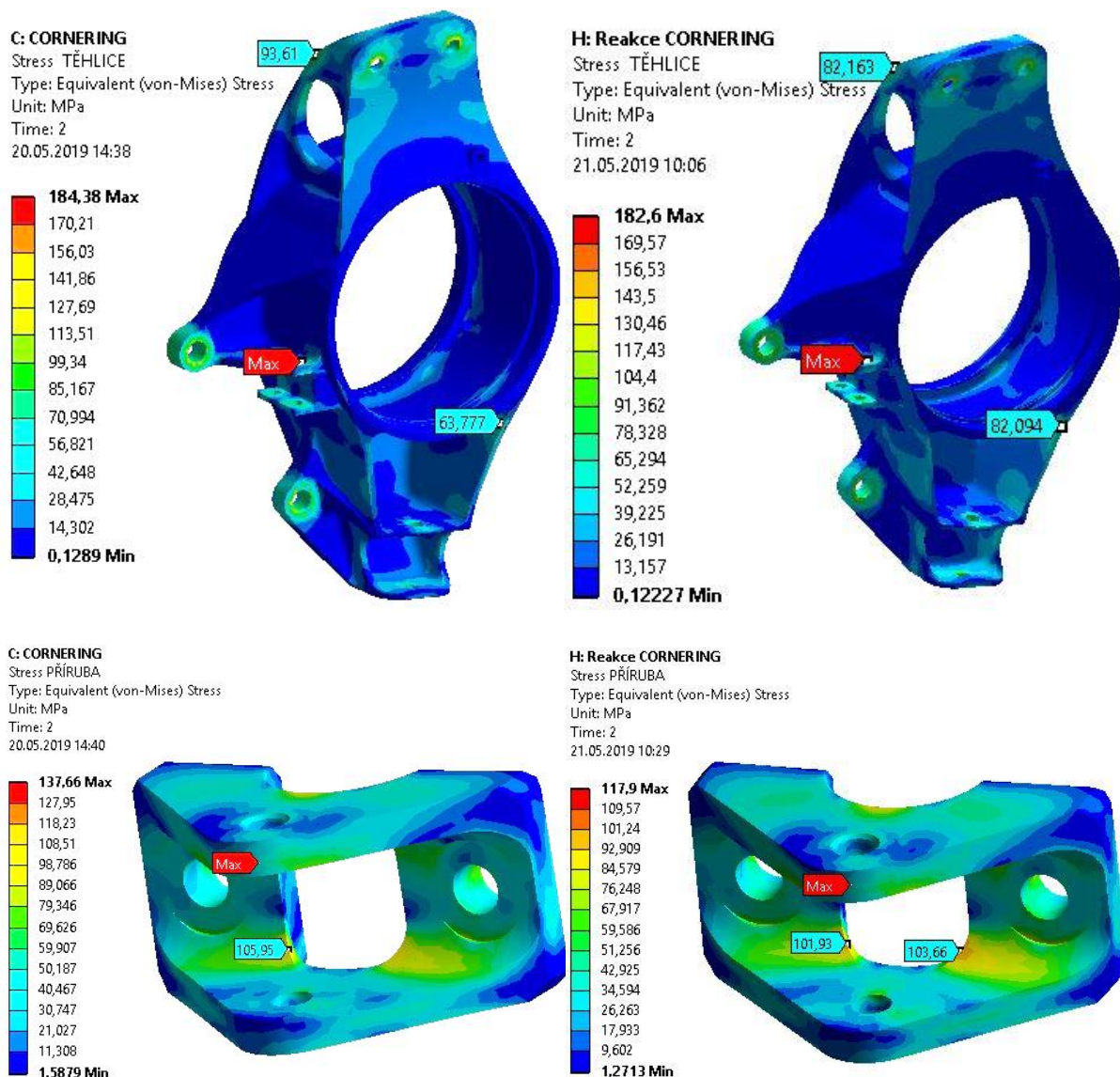
7.2 MKP ANALÝZA SE ZATÍŽENÍM OD PRVKŮ NÁPRAVY

Při této analýze byla sestava zavazbena za vnitřní stranu ložisek vazbou Remote Displacement a byly jí zamezeny posuvy ve všech směrech. Dále jí byly zamezeny i rotace okolo os X a Z. Rotace okolo osy Y byla pokryta duhou vazbou Remote Displacement umístěnou uprostřed brzdového třmene aby se simuloval zátěžný moment od brzd.

Síly byly pomocí Remote Force umístěny do středů sférických ložisek a zadávány po složkách v globálních souřadnicích viz tab. 4. Okrajové podmínky tak byly opět stejné jako v případě topologické optimalizace.

U této analýzy se zabývám jen porovnáním dvou metod zatěžování. Vloni se touto metodou sestava nezatežovala. Také horní příruba zůstala stejná jako u první metody, neboť síla působí přímo v ní já tak mohl porovnat metodu na dalším tělese.

7.2.1 PRŮJEZD ZATÁČKOU



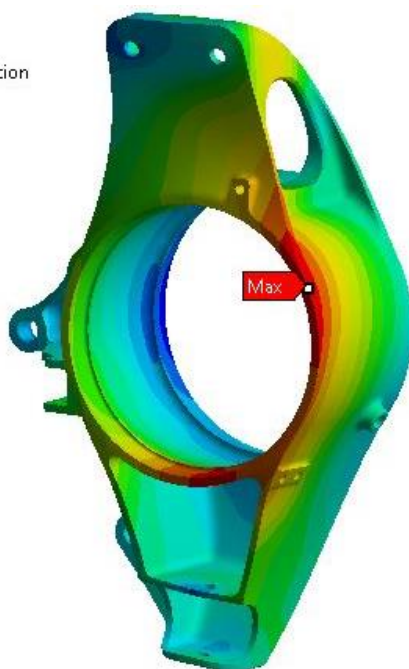
Obr. 66 Srovnání pevnostních analýz - zatížení od kola (vlevo) a od nápravy (vpravo) – ZATÁČKA

Hned u první pevnostní analýzy těhlíce si lze všimnout výrazné podobnosti ve velikosti redukovaného napětí i jeho rozložení. Z toho usuzují, že druhý způsob zatížení je minimálně stejně přesný jako první. Maximální hodnoty se opět objevily na ostré hraně otvorů pro šrouby a nelze je brát jako vypovídající. Reálné hodnoty redukovaného napětí při obou simulacích nepřekročily 100 MPa.

To samé platí i pro horní přírubu, kde se maximální redukované napětí liší trochu více, ale opět jde o oblast ostré hrany. I zde je rozložení napětí podobné jako u první metody

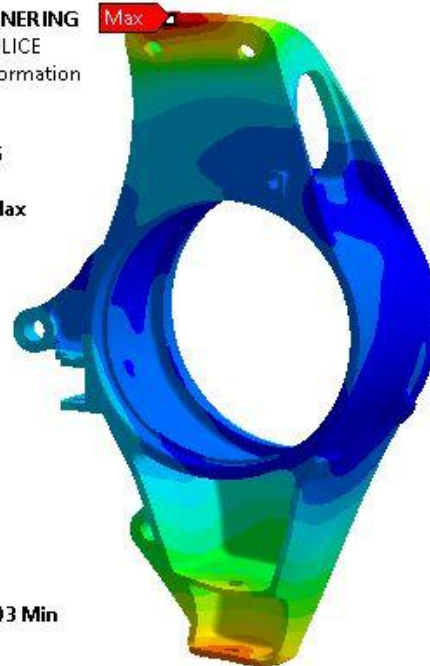
C: CORNERING
Deformace TĚHLICE
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
20.05.2019 15:14

0,24462 Max
0,23877
0,23292
0,22707
0,22122
0,21536
0,20951
0,20366
0,19781
0,19196
0,18611
0,18025
0,1744
0,16855
0,1627 Min



H: Reakce CORNERING
Deformace TĚHLICE
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
21.05.2019 10:15

0,13196 Max
0,12257
0,11317
0,10377
0,094377
0,08498
0,075584
0,066188
0,056791
0,047395
0,037998
0,028602
0,019206
0,0098094
0,00041303 Min



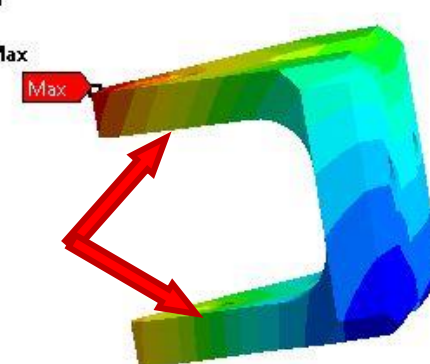
C: CORNERING
Deformace PŘÍRUBA
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
20.05.2019 15:18

0,20327 Max
0,18855
0,17383
0,15911
0,14439
0,12967
0,11495
0,10023
0,08551
0,07079
0,056069
0,041349
0,026629
0,011909 Min



H: Reakce CORNERING
Deformace PŘÍRUBA
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
21.05.2019 10:11

0,30735 Max
0,28835
0,26936
0,25036
0,23136
0,21236
0,19336
0,17436
0,15537
0,13637
0,11737
0,098371
0,079373
0,060375
0,041376 Min



Obr. 67 Srovnání deformačních analýz - zatížení od kola (vlevo), od nápravy (vpravo) - ZATÁČKA

U deformační analýzy lze naopak vidět výrazné rozdíly ve vykreslení posuvů. To je dáno rozdílností umístění vazeb a zátěžných sil. Zatímco v simulaci zatížení od kola se střed těhlice vychyluje, u simulace zatížení od nápravy je to právě střed, který zůstává nehybný. Deformační mapy jsou tak téměř přesně opačné. Tím, že se deformují opačné strany komponenty, také neodpovídá absolutní hodnota posuvu. U těhlice zatížené od kola bychom odhadli tuhost na 0,08mm zatímco u zatížené od nápravy na 0,13mm.

Totéž platí u příruby. Může se zdát, že příruba zatížená přímo silou od nápravy se deformuje daleko více, avšak je třeba si uvědomit, že nás zajímá jen oblast mezi sférickým ložiskem a těhlicí, viz červené šipky v obrázku výše. S tímto na paměti lze říci, že deformace příruby dosahuje v obou případech asi 0,2 mm.

7.2.2 PRUDKÉ BRZDĚNÍ

D: HEAVY BRAKING

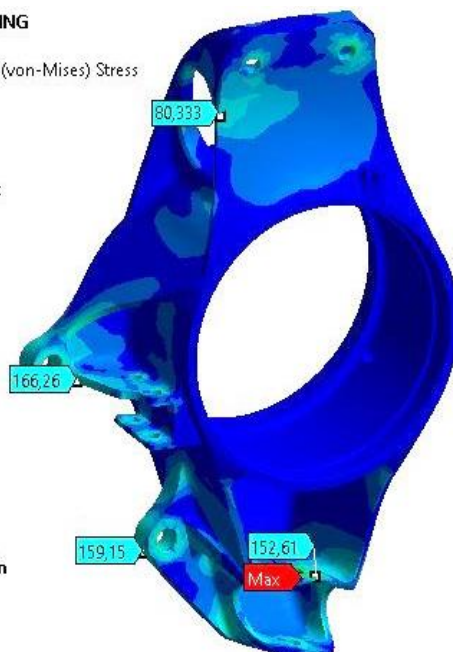
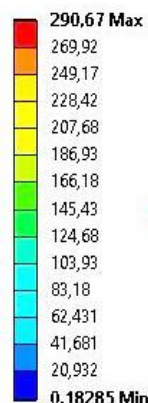
Stress TĚHLICE

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

20.05.2019 15:28



I: Reakce HEAVY BRAKING

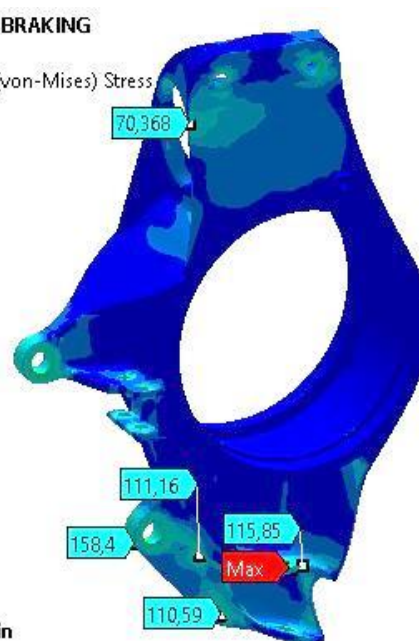
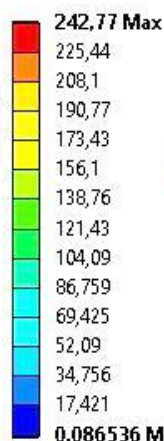
Stress TĚHLICE

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

21.05.2019 11:57



D: HEAVY BRAKING

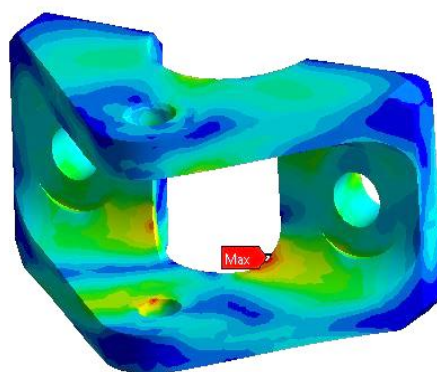
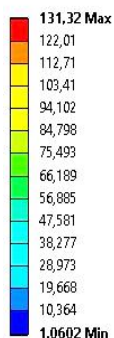
Stress PŘÍRUBA

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

20.05.2019 15:36



I: Reakce HEAVY BRAKING

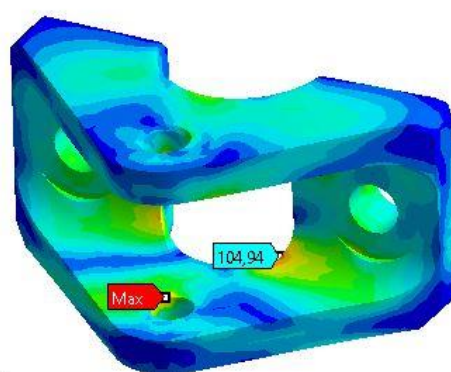
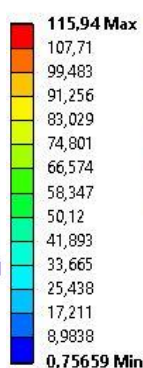
Stress PŘÍRUBA

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 2

21.05.2019 11:53



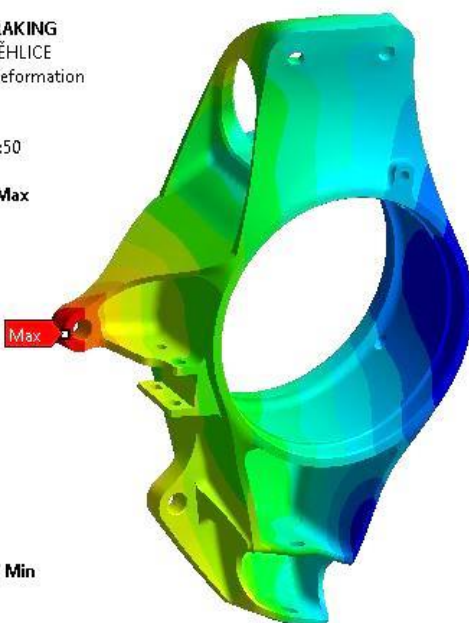
Obr. 68 Srovnání pevnostních analýz - zatížení od kola (vlevo) a od nápravy (vpravo) - BRZDY

U napěťové analýzy stavu brždění je vidět výrazný rozdíl ve velikosti redukovaného napětí. V analýze zatížení od kola je více zatěžován horní úchyt brzdového třmene, zatímco u analýzy zatížení od nápravy je více namáhán spodní úchyt. Tento rozdíl zapříčinil konzervativní přístup k zatížení v první simulaci. Rozhodl jsem se nahradit brzdový moment silou působící v brzdovém třmenu. Tato síla však míří stále stejným směrem a tedy při deformaci „vytrhává“ horní úchyt pryč z těla těhlíce. Proto je zde i vyšší napětí. Naopak u druhé analýzy je brzdový třmen zavazbený proti rotaci kolem středu kola. To si lze představit tak, že se „zakousne“ do brzdového kotouče a rotuje spolu s ním. Z toho důvodu je vidět u druhé analýzy větší redukované napětí ve spodním úchyty. Napětí obecně je lépe rozloženo a absolutní hodnoty jsou nižší, protože tato situace lépe odpovídá realitě.

Snížení napětí si lze všimnout i u horní příruby, kdy se maximum přesunulo z koncentrátoru napětí do oblasti utažení šroubu.

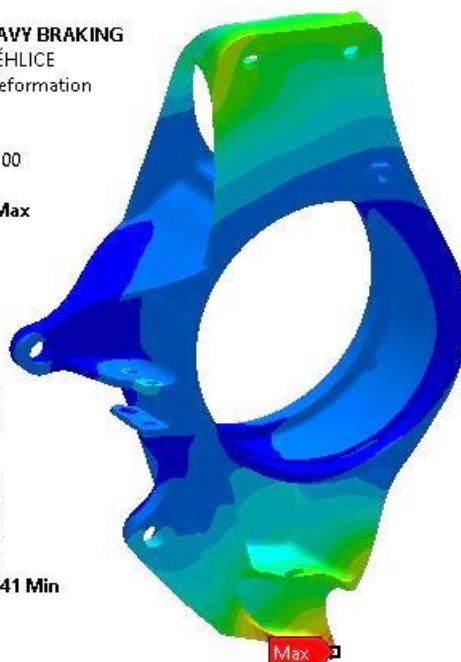
D: HEAVY BRAKING
 Deformace TĚHLICE
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2
 20.05.2019 15:50

0,3953 Max
 0,37573
 0,35616
 0,3366
 0,31703
 0,29747
 0,2779
 0,25833
 0,23877
 0,2192
 0,19964
 0,18007
 0,1605
 0,14094
 0,12137 Min



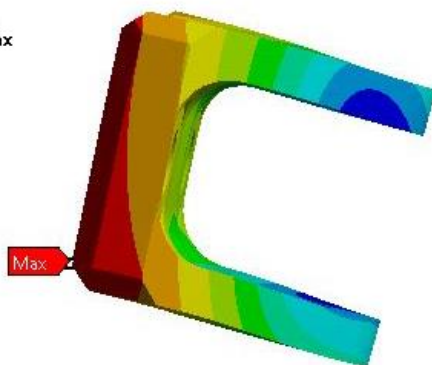
I: Reakce HEAVY BRAKING
 Deformace TĚHLICE
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2
 21.05.2019 12:00

0,1676 Max
 0,1561
 0,14459
 0,13309
 0,12159
 0,11008
 0,09858
 0,087077
 0,075574
 0,06407
 0,052567
 0,041064
 0,029561
 0,018057
 0,0065541 Min



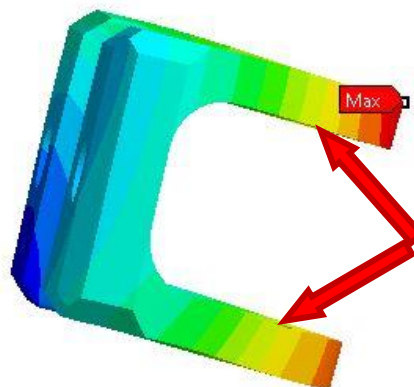
D: HEAVY BRAKING
 Deformace PŘÍRUBA
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2
 20.05.2019 15:55

0,22698 Max
 0,20409
 0,1812
 0,15831
 0,13542
 0,11253
 0,089644
 0,066755
 0,043866
 0,020977 Min



I: Reakce HEAVY BRAKING
 Deformace PŘÍRUBA
 Type: Total Deformation
 Unit: mm
 Time: 2
 21.05.2019 11:54

0,26558 Max
 0,25144
 0,23729
 0,22315
 0,20901
 0,19486
 0,18072
 0,16658
 0,15243
 0,13829
 0,12414
 0,11
 0,095857
 0,081714
 0,06757 Min



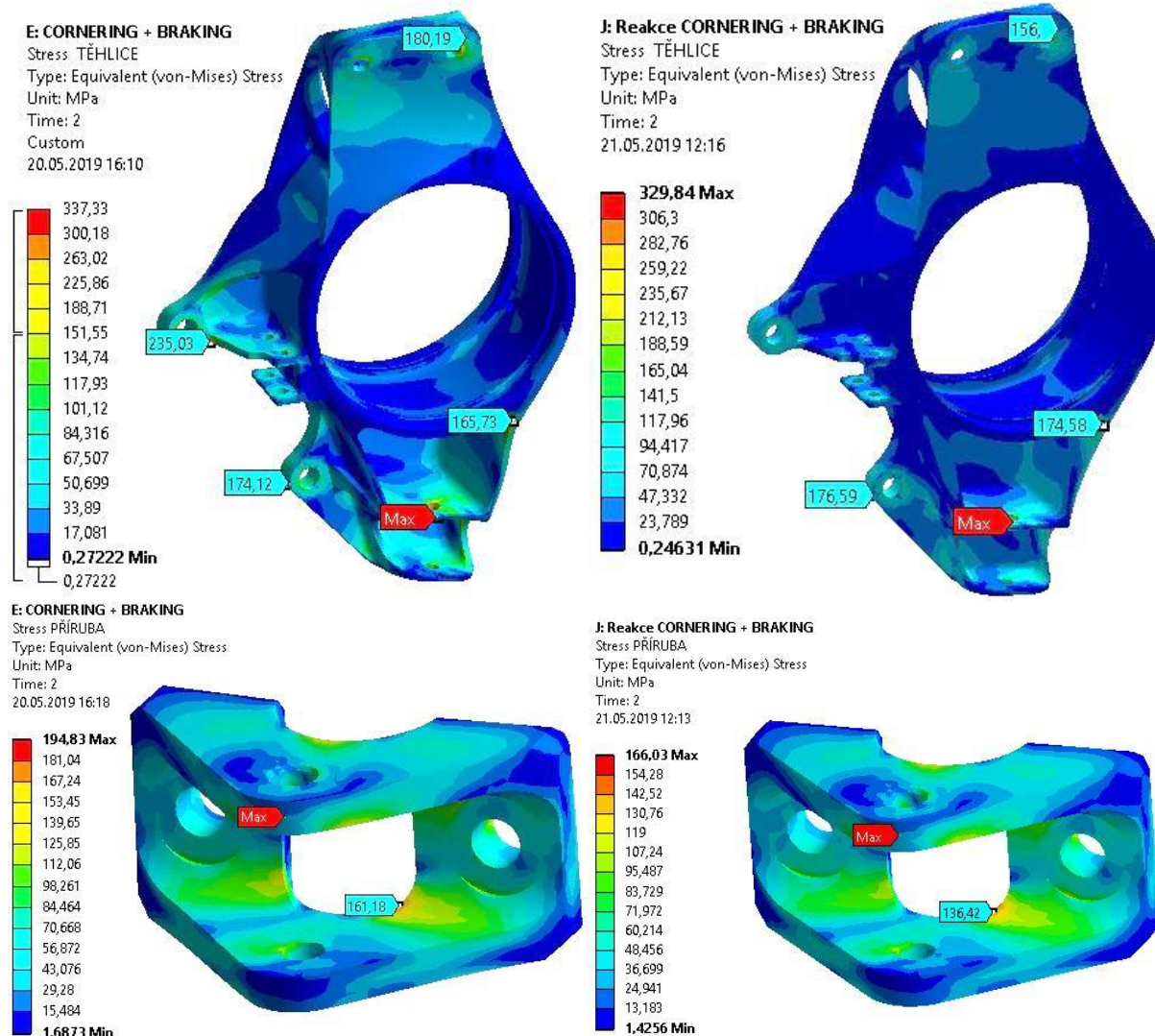
Obr. 69 Srovnání deformačních analýz - zatížení od kola (vlevo) a od nápravy (vpravo) - BRZDY

Ještě názorněji je vidět jev rozdílných okrajových podmínek na deformační analýze těhlíce. Zatímco u první analýzy se horní úchyt brzdového třmene pohybuje po tečně směrem pryč, u druhé zůstává na místě a horní i spodní část těhlíce rotují v tomto případě proti směru hodinových ručiček. Je tak lépe simulován reálný průběh zatížení brzdového třmene.

Jako reálnější hodnotu deformace těhlíce lze v tomto případě brát 0,16 mm ze druhé simulace.

U deformace horní příruby si opět musíme uvědomit, kde je pro nás deformace důležitá. U druhé simulace jde o víceméně žlutou oblast s hodnotami posuvů 0,22 mm. To znamená, že si i u tohoto jízdního stavu deformace v obou simulacích odpovídají.

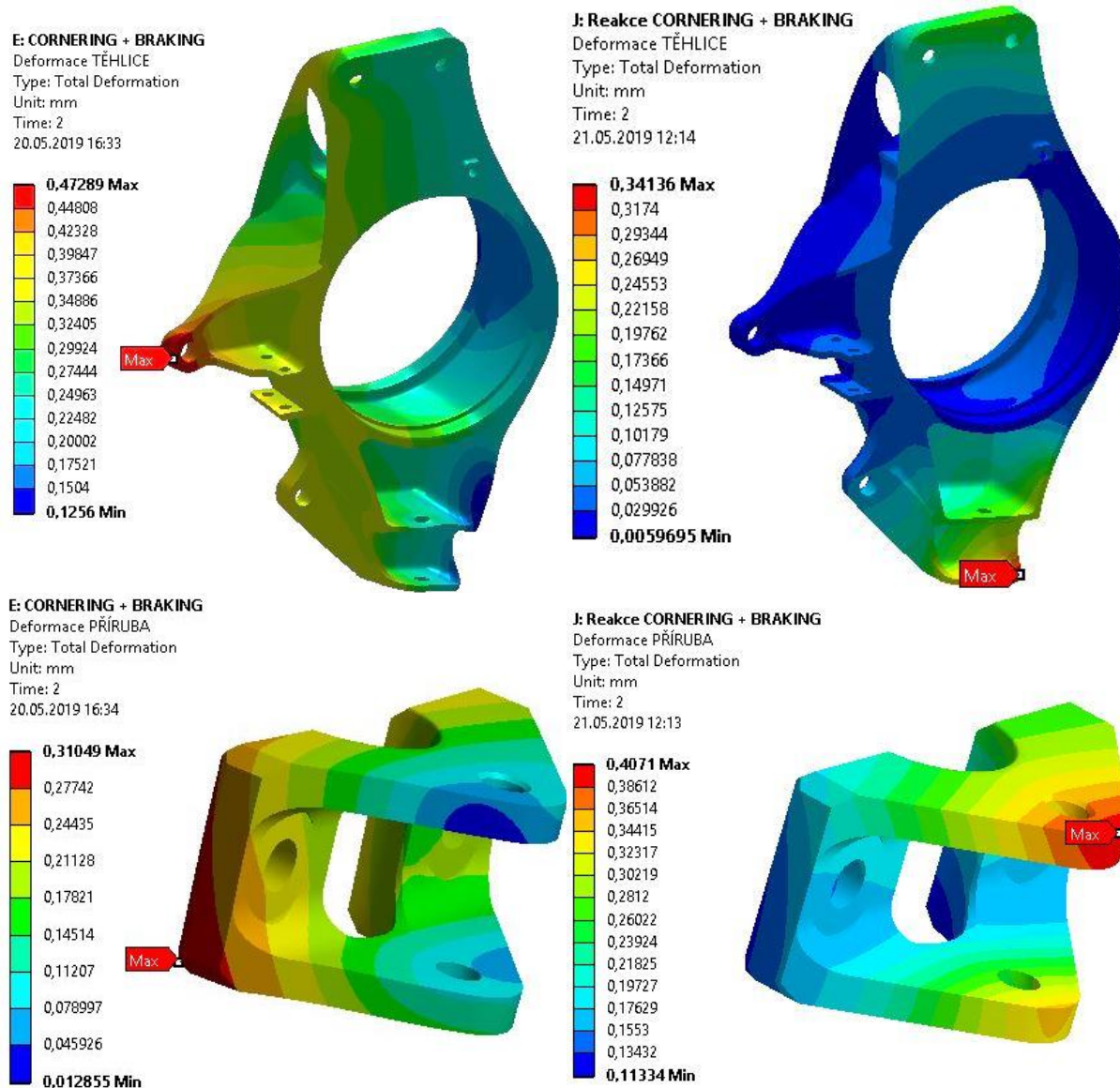
7.2.3 KOMBINACE BRZD A ZATOČENÍ



Obr. 70 Srovnání pevnostních analýz - zatížení od kola (vlevo) a od nápravy (vpravo) – Kombinace

Také u kombinace brždění a zatočení si u těhlíce lze všimnout drobného rozdílu v průběhu redukovaného napětí. Opět je více zatížen spodní úchyt brzdového třmene z důvodů popsaných výše. Jak také bylo zmíněno dříve, jde o stav pro těhlici nejnáročnější, avšak ani v jedné simulaci nedošlo k nárůstu redukovaného napětí nad hodnotu 250 MPa v místech, která nejsou na ostré hraně. Pro účely porovnání s loňským návrhem dále v této kapitole ale použiji maximální nasimulované hodnoty redukovaného napětí, neboť nelze kvalitně odhadnout co je a co už není ostrá hrana.

Díky rozdílu v přístupu k zatížení od brzdového třmene je rozdílné i redukované napětí příruby. Ve druhé simulaci pokleslo asi o 15%. Průběh je však téměř identický.



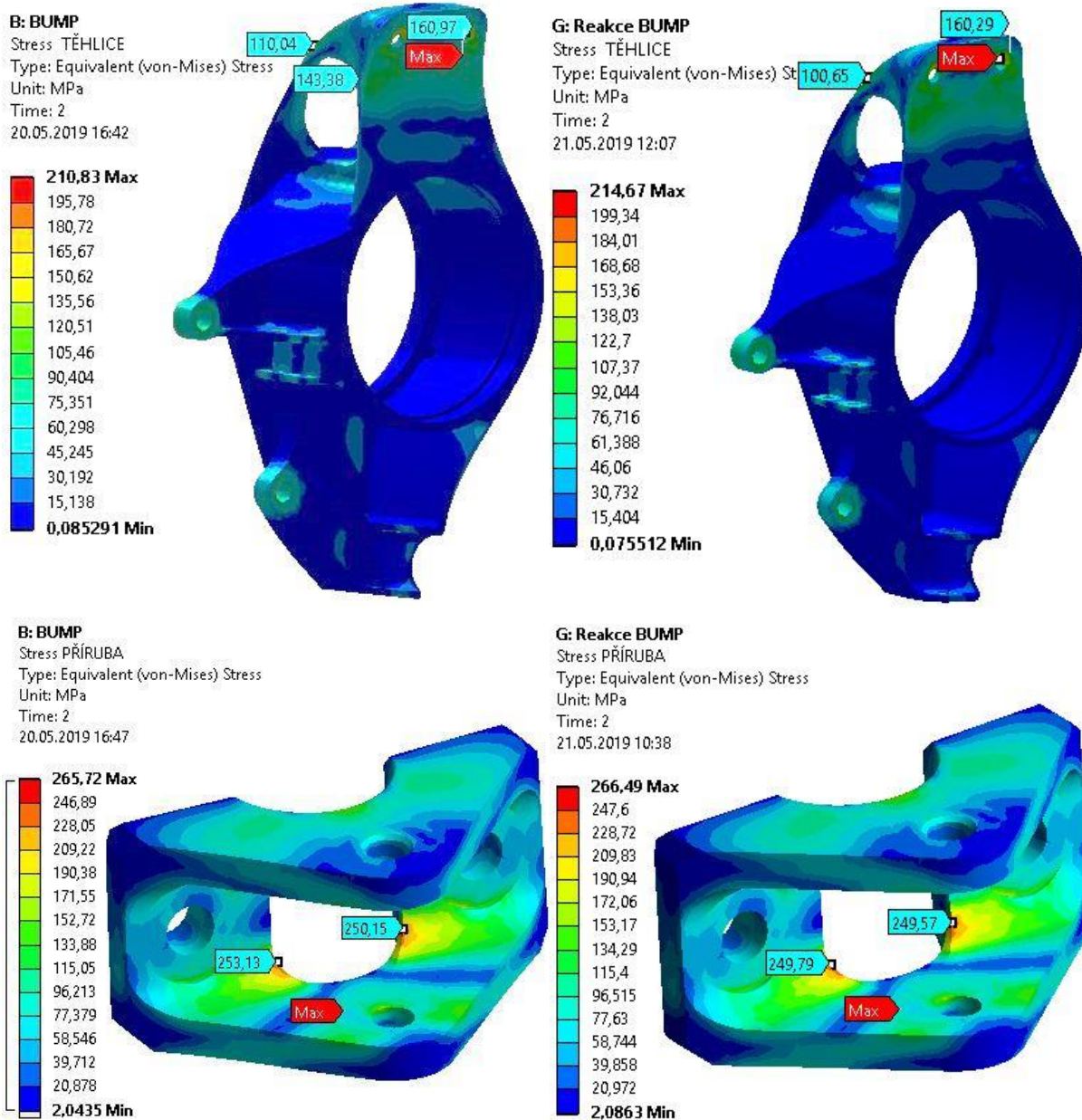
Obr. 71 Srovnání deformačních analýz - zatížení od kola (vlevo) a od nápravy (vpravo) - Kombinace

Také v deformační analýze zatížení kombinací jízdních stavů lze vypočítat rozdíly způsobené odlišným přístupem obou simulací. U těhlice zatížené silou od kola, lze podle průběhu deformací vidět, že se primárně deformuje jedna strana. U druhé simulace zatížením od nápravy je jasné vidět, že střed rotace je ve středu kola, kde je také sestava zavazbena.

Zatímco u první simulace je celková tuhost sestavy reprezentovaná maximální deformací těhlice, u druhé simulace je tomu naopak a tuhost sestavy reprezentuje deformace horní příruby. To ovšem platí v místě sférického ložiska. U druhé analýzy lze odhadnout, že celková deformace dosahuje hodnot ze žluté oblasti příruby a to asi 0,32mm. Podle první analýzy vychází deformace na 0,47 mm (deformace těhlice).

Reálná hodnota bude ležet někde mezi těmito dvěma extrémy. I to je však uspokojující, protože je tak jako tak splněna podmínka pro to abychom sestavu považovali za tuhou.

7.2.4 BUMP



Obr. 72 Srovnání pevnostních analýz - zatížení od kola (vlevo) a od nápravy (vpravo) – BUMP

Vzhledem k tomu, že u simulací přejezdu přes nerovnost nevystupuje nijak síla, či vazba v místě brzdového třmene, jsou výsledky takřka identické a to jak maximálního redukovaného napětí, tak jeho průběhu.

To samé lze u tohoto stavu říci i o přírubě, kde se maximální hodnoty redukovaného napětí pohybují mezi 250 a 265 MPa v místě hran. Jde tak o návrh s bezpečností vůči meznímu stavu pružnosti asi 1,73.

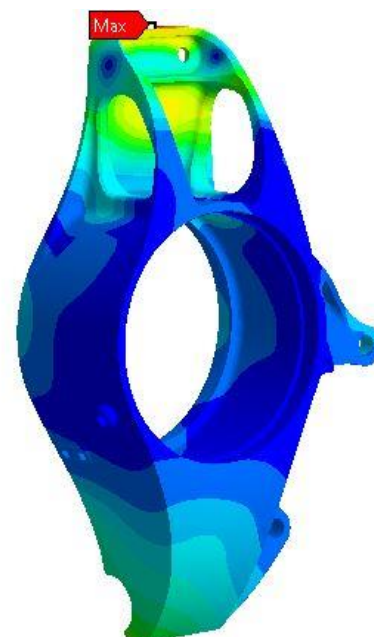
B: BUMP
Deformace TĚHLICE
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
20.05.2019 18:54

0,49225 Max
0,48314
0,47403
0,46491
0,4558
0,44669
0,43758
0,42847
0,41935
0,41024
0,40113
0,39202
0,38291
0,3738
0,36468 Min



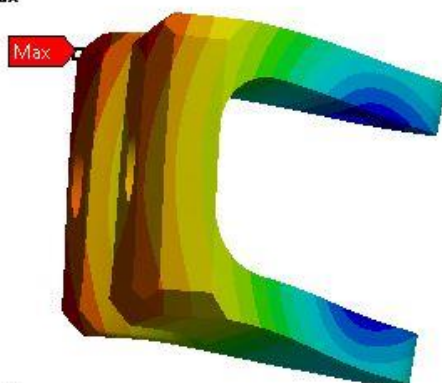
G: Reakce BUMP
Deformace TĚHLICE
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
21.05.2019 12:08

0,12046 Max
0,11189
0,10331
0,094734
0,086157
0,077581
0,069005
0,060428
0,051852
0,043276
0,034699
0,026123
0,017547
0,0089703
0,000394 Min



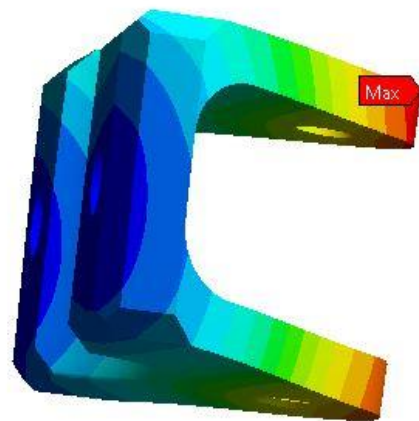
B: BUMP
Deformace PŘÍRUBA
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
20.05.2019 18:49

0,38783 Max
0,36637
0,3449
0,32344
0,30197
0,28051
0,25905
0,23758
0,21612
0,19465
0,17319
0,15172
0,13026
0,1088
0,087332 Min



G: Reakce BUMP
Deformace PŘÍRUBA
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 2
21.05.2019 10:43

0,5659 Max
0,53071
0,49552
0,46034
0,42515
0,38997
0,35478
0,3196
0,28441
0,24922
0,21404
0,17885
0,14367
0,10848
0,073294 Min



Obr. 73 Srovnání deformačních analýz - zatížení od kola (vlevo) a od nápravy (vpravo) - BUMP

Zatížení od přejezdu před nerovnost je dle výsledků deformační analýzy nejhorší stav z hlediska tuhosti. Těhlice samotná se téměř nedeformuje, v obou simulacích jde o hodnoty okolo 0,12 mm. Největší deformace lze ale vidět u příruby a to 0,3 mm u první a cca 0,38 mm u druhé analýzy.

Jak bylo řečeno u předchozího jízdního stavu, celková tuhost sestavy je u zatížení od kola vozidla reprezentována deformací těhlice, zatímco u zatížení od nápravy deformací příruby. Vždy tedy v místě, kde působí zátěžná síla. Ve druhé simulaci lze odhadnout, že maximální deformace, která mne zajímá (v místě sférického ložiska) je asi 0,45 mm čemuž odpovídá maximální deformace těhlice z první simulace a to 0,49 mm.

Ve druhé simulaci těhlice je velmi dobře vidět oblast, ve které dochází k rotaci okolo horní příruby. Je reprezentována modrým kruhem v horní části těhlice.

7.2.5 SIMULACE SLALOMU

Ukázalo se, že pevnostní i deformační analýza jízdy slalomem vypočítaly nižší maximální hodnoty redukovaného napětí i deformací, než simulace jízdy v zatáčce. Přestože byla síla působící na tyč řízení zvětšena o 50% a otočen její směr. Je to z toho důvodu, že při průjezdu zatáčkou působí vratný moment kola tlakem na tyč řízení. V okamžiku, kdy řidič trhne volantem na druhou stranu, mu tato síla pomůže vrátit volant zpět do přímého směru. Pouhé zvětšení síly by také nemělo smysl, neboť takové hodnoty nikdy v zatáčce nenabyde. Z těchto důvodů zde výsledky simulace neuvedu, stejně jako u simulace brždění v opačném směru se nejedná o kritický stav.

7.3 POROVNÁNÍ OBOU METOD

Po úspěšném odsimulování zátěžných stavů oběma metodami zatěžování jsem nedošel k jednoznačnému rozhodnutí, která metoda je vhodnější či přesnější. Obě metody jsou navzájem porovnatelné, jen je potřeba si pořádně uvědomit, co výsledek znázorňuje.

Co se týče metody zatěžující kolo, je to metoda, která se už dlouho v týmu používá, avšak do této doby byla velmi konzervativní. Po úpravách, kdy je potřeba správně vyčíst zátěžné síly z dat pneumatik a nezanedbat aerodynamický přítlak, je tato metoda vhodná k určení průběhu a velikosti deformací, neboť zavazbení sestavy více odpovídá realitě. Metoda je také výhodná z toho důvodu, že není potřeba žádný jiný výpočtový software. Problém nastává s určením zátěžného účinku na brzdovém kotouči. Síla působící na brzdový třmen vede tečně ke kotouči avšak stále stejným směrem. Proto v místě úchytů nereálně roste napětí i deformace. Dále není možné bez přímého měření vypočítat zatížení od přejezdu nerovnosti.

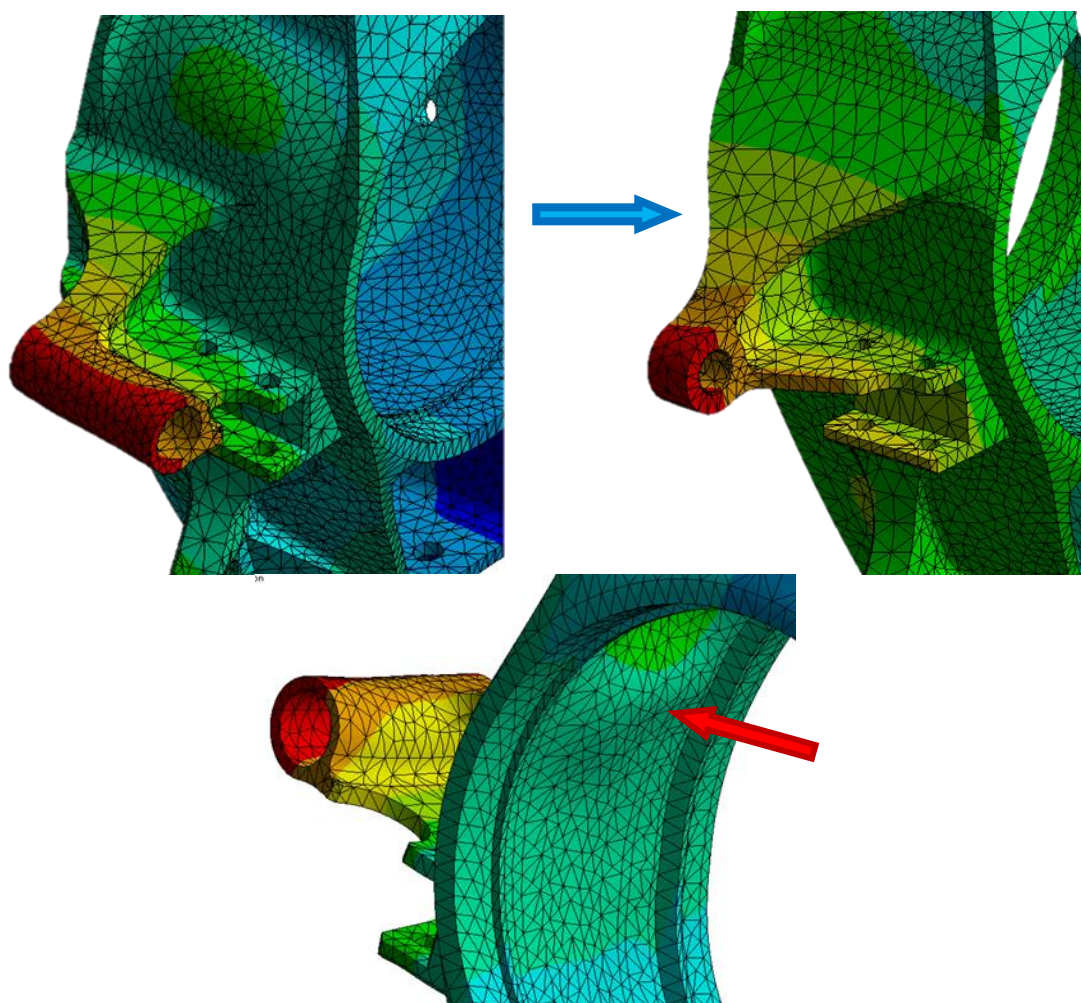
Možné řešení těchto problémů by bylo simulovat sestavu i s nábojem a brzdovým kotoučem. Pak by se síla nemusela rozkládat na dvě, ale stačila by síla v kontaktu pneumatiky s vozovkou, nebo moment působící na náboj, aby se pokryla jak brzdná síla, tak brzdný moment. Toto řešení by přineslo jak výhodu přesnějšího výpočtu, tak také další problémy s řešením kontaktů a hlavně by znásobilo už tak dlouhý čas výpočtu.

Na Formula Student Symposiu v Maďarsku jsem měl možnost mluvit s konstruktéry vozů LMP1 továrního týmu Audi, kteří pro návrh svých komponent podvozku také používají tuto metodu. Z toho usuzují, že i přes některé nedostatky je to metoda, která je pro návrh takovýchto komponent vhodná.

Druhá metoda zatěžování, která uchytí náboj a brzdový třmen je ve výsledku snadnější sestavit, výpočet trvá kratší dobu a přináší zatím lepší výsledky ve stavech, kdy je využit brzdný moment. Avšak k zjištění zátěžných sil je potřeba další výpočtový program a jeho dobrá znalost. Výsledky pevnostní analýzy této metody jsou srovnatelné s metodou zatížení od kola, avšak deformace je obtížnější interpretovat. Sestava je zavazbena jinak a také se jinak deformuje, proto nelze výsledky porovnat vizuálně, ale pouze analyticky.

8 VÝSLEDKY SIMULACÍ A ZHODNOCENÍ NÁVRHU

Na základě předchozích simulací jsem provedl mnoho iterací návrhu. Některé změny spočívaly jen v úpravě výpočtu zatížení nebo změně okrajových podmínek. Jiné se týkaly jednotlivých komponent sestavy těhlice. Některé tyto úpravy byly už v práci zmíněny. Samotnou těhlici jsem upravoval jen minimálně, protože návrh podle modelu z topologické optimalizace se ukázal jako dobré řešení. Jediné komplikované místo vzniklo v horním úchytu brzdového třmene. Na obrázcích níže je vidět, že vzpěra pro brzdový třmen měla tendenci se vtlačet do těla těhlice. Nešlo zde o žádný vysoký nárůst napětí nebo deformace, ale usoudil jsem, že opakovaným zatížením by mohlo dojít k únavové poruše, neboť stěna těhlice je zde silná jen 1,5 mm.



Obr. 74 Iterace vzpěry úchytu brzdového třmene

Další úpravy už spočívaly většinou v úpravě tvaru za účelem odlehčení. Hmotnost samotné těhlice jsem dokázal snížit na 460g, avšak abych ji mohl porovnat s jinými návrhy, musel jsem připočítat i hmotnost hliníkové příruby řízení a spojovacího materiálu. Dostal jsem se tak na hmotnost přesně 500g což byl jeden z mých cílů. Vzhledem k tomu, že se jedná o neodpruženou hmotu, je snaha udržet tuto hmotnost co nejnižší, protože přímo ovlivňuje ovladatelnost vozu.

Dalším aspektem ovlivňující ovladatelnost je tuhost celé sestavy. V minulých letech se ukázalo, že deformace okolo 1 mm v sestavě těhlice jsou už rozpoznatelné řidičem a negativně ovlivňují chování vozu na trati. Letos jsem si jako hranici, kdy součást považuji za tuhou, určil deformace 0,5 mm.

Ze simulací vyplynulo, že letošní návrh je po stránce tuhosti zatím nejlepší model těhlice v historii týmu. V jízdním stavu kombinujícím brždění a zatáčení je těhlice s hodnotou deformace 0,32 mm tužší než jakákoliv předchozí byť jen ve stavu samotného brždění nebo zatáčení.

Díky změně stávajícího designu a návrhu podle optimalizovaného tvaru je těhlice bez výrazných koncentrátů napětí a napětí se tak lépe rozloží a nedosahuje vysokých hodnot. Zároveň to znamená i zvýšení bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti. Jedná se však stále o závodní aplikaci a tak je důležitá i hmotnost, která mírně vzrostla implementací vyměnitelné příruby, ale stále zůstala v přijatelných mezích.

Nicméně díky vysokým hodnotám bezpečnosti a tuhosti je zde potenciál pro odlehčení do příštích sezón. Navíc je simulované maximální napětí dle simulací vždy v místě ostré hrany, a tak se nejedná o zcela vypovídající hodnoty. Dále simulace neuvažují pružnou pneumatiku, která většinu velkých rázů pohltí, a také zátěžné stavy nejsou zcela věrnou reprezentací toho, v jakém zatížení se těhlice celou sezónu pohybují. Uvedené jízdní stavy představují opravdu extrémem, který nastává velmi ojediněle.

Pro srovnání zde uvádím parametry i ložských těhlic, a to jak frézovaných, tak vyrobených 3D tiskem.

Tab.6 Porovnání obou analýz s ložskými návrhy těhlic

Těhlice	Jízdní stav	Max. redukované napětí [MPa]	Max. deformace [mm]	Bezpečnost [-]	Hmotnost [g]	Cena [Kč]
D8 obráběná těhlice	Zatáčka	290,8	0,37	1,5	493	cca 20 000,- /ks
	Brzdy	327,5	0,57	1,4		
	Bump	238,9	0,23	1,9		
	Zpomalení v opačném směru	246,1	0,11	1,8		
D8 tištěná těhlice	Zatáčka	348,6	0,52	1,3	410	cca 40 000,- /ks
	Brzdy	380,6	0,56	1,2		
	Bump	232,4	0,41	1,9		
	Zpomalení v opačném směru	151,8	0,11	3		
D9 zatížení od kola vozidla	Zatáčka	184,4	0,24	2,44	460 (500)	cca 20 000,- /ks
	Brzdy	290,7	0,4	1,55		
	Kombinace	337,3	0,47	1,33		
	Bump	210,8	0,49	2,1		
	Zpomalení v opačném směru	174,6	0,075	2,58		
D9 zatížení od nápravy vozidla	Zatáčka	182,6	0,23	2,46		
	Brzdy	242,8	0,22	1,85		
	Kombinace	329,8	0,32	1,36		
	Bump	214,7	0,45	2,1		
	Slalom	175,7	0,22	2,56		

ZÁVĚR

V práci byly shrnuty způsoby výpočtu zatížení a metody zatěžování přední těhlice vozu kategorie Formule Student. Mým cílem bylo s pomocí těchto metod navrhnout těhlici pro letošní závodní vozidlo.

Byl proveden podrobný rozbor nejkritičtějších jízdních stavů, do kterých se může přední těhlice dostat a pro tyto stavy byly určeny zátěžné síly a jejich směry. Při výpočtu těchto sil jsem vycházel z metody využívající přesun zatížení, tzv. Load Transfer. Tuto metodu jsem dále upravil o vliv aerodynamického přítlaku při různých rychlostech, a také jsem při ní využil dat pneumatik pro získání sil působících pod kolem. Došlo tak k dalšímu přiblížení realitě a zátěžné síly se vesměs zvětšily oproti minulým přístupům.

Úkolem práce bylo také během návrhu porovnat dvě metody zatěžování přední těhlice. První spočíval v uchycení těhlice na body nápravy a zatěžoval ji silami působící od kola vozidla. Druhý způsob uchytil těhlici za náboj a zatěžoval body nápravy. Tento druhý způsob zatížení vyžadoval využití multi-body programu ADAMS, ve kterém byl vytvořen model celého zavěšení vozidla. Z tohoto programu jsem získal zátěžné síly působící na body nápravy pro všechny definované jízdní stavy.

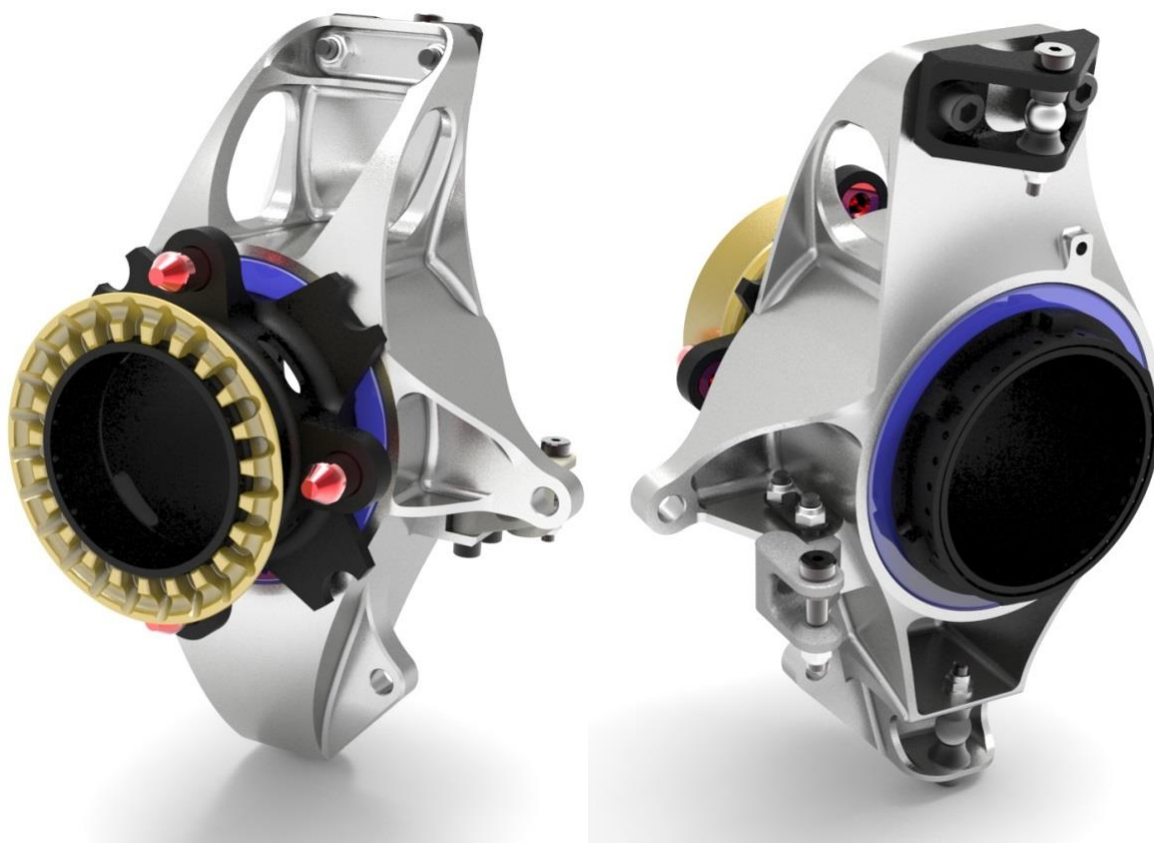
Jako způsob výroby jsem se rozhodl, po prasknutí loňské 3D tištěné těhlice, opět využít frézovanou variantu. Hlavními důvody pro toto rozhodnutí bylo zvýšení spolehlivosti, snížení výrobních nákladů a zkrácení doby výroby. Avšak stejně jako v loňském roce jsem se rozhodl pro zlepšení vlastností těhlice využít topologickou optimalizaci. Při optimalizaci jsem sestavu zatížil oběma dříve popsanými metodami a obdržel dva téměř identické výsledky.

Podle výsledků topologické optimalizace jsem v další části práce navrhl těhlici, avšak stále jsem měl na paměti, že technologie výroby bude frézování a při návrhu jsem neustále kontroloval vyrobitelnost geometrie. Už při návrhu kinematických bodů jsem se rozhodl, že tento rok do návrhu implementuji vyměnitelnou přírubu řízení. Tato příruba nám dovolí měnit procento Ackermannovy geometrie od cca 33% do 100% v závislosti na její délce. Kvůli její složité vnitřní geometrii jsem se rozhodl tuto přírubu vyrobít aditivní metodou z hliníkového prášku. Díky vypuštění této oblasti z modelu těhlice se model dále zjednodušil a ve výsledku dosáhl hmotnosti 460g což je o 40g méně než loňská přední těhlice a jeden z cílů tak byl splněn. Celková hmotnost sestavy po přidání příruby řízení a spojovacího materiálu však zůstala stejná.

Co se ale změnilo nad mé očekávání, byla tuhost sestavy a to ve všech jízdních stavech i přes nárůst zátěžných sil. Nejčastější stav je pro auto průjezd zatáčkou a zde dosáhla sestava zlepšení v tuhosti o 36% oproti loňské frézované variantě těhlice. Ve stavu brždění to bylo dokonce téměř o 50%. Kritickým stavem pro letošní návrh s hlediska tuhosti se ukázal přejezd přes nerovnost, kde deformace dosahovaly až 0,49mm, což je v limitu toho, co jsem si na počátku určil jako hranici tuhosti. Tento stav nelze s loňskou těhlicí porovnat, neboť vloni byl výpočet tohoto stavu zatížen chybou. Také z hlediska napjatosti se letošní návrh ukázal jako lepší. Jako nejhorší stav se z hlediska redukovaného napětí ukázala kombinace brždění a zatáčení. Maximální redukované napětí se však vždy objevilo na ostré hraně a nelze tak tyto hodnoty brát jako vypovídající. Díky tvaru bez zbytečných koncentrátorů napětí se zatížení v těhlici lépe rozložilo a ve většině jízdních stavů hodnoty redukovaných napětí dle hypotézy HMH (von Mises) nepřekročily 200MPa. Hodnoty bezpečnosti vůči meznímu stavu pružnosti se tak oproti loňsku zvýšily, opět navzdory vyšším zátěžným silám.

Díky optimalizaci se tak zvýšily jak bezpečnost a tuhost. Testované zátěžné stavy jsou však opravdu extrém toho, co se může během sezóny stát. Loňský návrh přečkal celou sezónu bez úhony a to je známka toho, že je zde potenciál k výraznému odlehčení samotné těhlice do dalších sezón.

Při porovnávání obou metod zatížení jsem došel k závěru, že obě metody jsou porovnatelné. Usoudil jsem tak z téměř identického výpočtu napětí a stejných výsledků topologické optimalizace. Každá z těchto metod má své přednosti a nedostatky, které byly popsány v předcházející kapitole, avšak stále jde jen o simulace. Ověření výsledků by se dosáhlo např. tenzometrickým měřením zatížení ramen a měřením zrychlení samotné těhlice pomocí akcelerometru. V tomto případě by se jako vhodný způsob simulace jevila metoda č. 2 a to zatížit jednotlivé body nápravy hodnotami sil z reálného měření průběhu zatížení při jízdě.



Obr. 75 Sestava přední těhlice – Dragon 9

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Formula Student Germany: International design competition. *Formulastudent.de: PR & Media* [online]. Germany, 2018 [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://media.formulastudent.de/2018/Hockenheim>
- [2] Institution of MECHANICAL ENGINEERS. *Design and manufacture of components for motor sport using computer-aided design and rapid casting technology* [online]. USA 2016 [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.848.9871&rep=rep1&type=pdf>
- [3] TU Graz Racing Team. Facebook TU Graz Racing Team [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/tugraz.racing/?fref=ts>
- [4] Technical F1 Dictionary. *Push-rod – Pull-rod* [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: http://www.formula1-dictionary.net/pushrod_pullrod.html
- [5] MOHYLA, D. Konstrukční návrh nábojů kol vozidla. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 71 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [6] OZ Racing. *Formula Student Wheels*. [online]. [cit. 2019-05-02]. Dostupné z: <https://www.ozracing.com/uk/motorsport/formula-student/wheels>
- [7] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A.: SAE International, c1995. ISBN 1560915269
- [8] PECINA, M. Brzdová soustava vozidla Formule Student. Brno, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 65 s. Vedoucí diplomové práce Pavel Ramík.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

L	[mm]	Rozvor náprav
T	[mm]	Rozchod kol
m	[kg]	Hmotnost vozu s řidičem
m_F	[kg]	Hmotnost na přední nápravě vozu
h	[mm]	Vertikální poloha těžiště
b	[mm]	Podélná poloha těžiště
F_m	[%]	Procentuální statické zatížení přední nápravy
R_m	[%]	Procentuální statické zatížení zadní nápravy
F_a	[%]	Procentuální aerodynamické zatížení přední nápravy
R_a	[%]	Procentuální aerodynamické zatížení zadní nápravy
r_D	[mm]	Dynamický poloměr kola
b_D	[mm]	Efektivní poloměr brzdového kotouče
a_B	[m·s ⁻²]	Podélné zrychlení - Develerace
a_{Bump}	[m·s ⁻²]	Svislé zrychlení - Bump
a_C	[m·s ⁻²]	Příčné zrychlení – Průjezd zatáčkou
a_R	[m·s ⁻²]	Podélné zrychlení – Develerace pozpátku
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
C_L	[-]	Součinitel přitlaku
S_X	[m ²]	Velikost čelní plochy vozidla
ρ	[kg/m ³]	Hustota vzduchu
v	m/s]	Rychlost
F_F	[N]	Statické zatížení předního kola
F_R	[N]	Statické zatížení zadního kola
LT_{BOK}	[N]	Boční přesun zatížení
LT_{FRONT}	[N]	Podélný přesun zatížení
F_X	[N]	Podélná síla působící na pneumatiku
F_Y	[N]	Boční síla působící na pneumatiku
F_Z	[N]	Dynamické zatížení předního kola
F_{DOWN}	[N]	Přítlak
F_{BUMP}	[N]	Síla od přejezdu nerovnosti
M_B	[Nm]	Brzdový moment
F_{Bl}	[N]	Síla brzdového momentu působící na brzděném třmenu

F_{B2}	[N]	Síla brzdného momentu působící na náboj
F_x	[N]	Podélná síla v programu ADAMS
F_y	[N]	Příčná síla v programu ADAMS
F_z	[N]	Svislá síla v programu ADAMS